



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.A. 2020/2021

Sessione di Laurea Luglio 2021

**Analisi della severità di profili
vibrazionali su test dinamici e
loro applicazione nello sviluppo
di freni a tamburo con attuatore
elettrico (EPB-Si)**

Relatore:

Chiar.mo Prof. Ing. Carlo Rosso

Correlatore:

Dott. Ing. Marco Monopoli

Azienda ospitante:

Continental Brakes Italy S.p.a.

Candidato:

Alessandro Barbero

Matr. 255229

Ringraziamenti

Con queste poche righe desidero ringraziare tutti coloro che mi hanno accompagnato e sostenuto in questo percorso universitario fino alla realizzazione di questa tesi.

Un primo ringraziamento va al Prof. Rosso per avermi seguito e consigliato durante la stesura dell'elaborato.

Vorrei inoltre ringraziare l'Ing. Marco Monopoli per aver creduto nelle mie potenzialità ed avermi concesso la grande opportunità di compiere questa esperienza, per aver seguito sempre con interesse il mio lavoro e per aver contribuito in maniera fondamentale nella definizione e nello sviluppo di questa tesi.

Un grazie di cuore va a tutto il reparto Sperimentazione in cui ho potuto imparare molto sul mondo del lavoro in un contesto altamente competitivo come quello automobilistico e soprattutto nel quale ho trovato un gruppo fantastico che mi ha accolto e sostenuto sin dal primo giorno.

Infine l'ultimo grande ringraziamento va naturalmente ai miei genitori, per avermi permesso di intraprendere questo percorso di studi supportandomi ed incoraggiandomi nei momenti di sconforto e difficoltà. Ancora una volta, grazie per tutto quello che avete fatto e continuate a fare per me!

Analisi della severità di profili vibrazionali su test dinamici e loro applicazione nello sviluppo di freni a tamburo con attuatore elettrico (EPB-Si)

Sommario

La seguente tesi è stata sviluppata presso il reparto Sperimentazione di Continental Brakes Italy S.p.a., parte della R&D Unit di Continental.

Gli obiettivi principali della tesi sono:

- Valutare la resistenza a diversi profili di vibrazione dell'assieme EPB SiC-M (attuatore su bracket), responsabile dell'attuazione del freno di stazionamento;
- Testare un set di possibili modifiche del bracket e valutare il loro effetto sulla resistenza a vibrazione dell'assieme;
- Analizzare la severità dei diversi profili di vibrazione attraverso un metodo iterativo per definire un parametro caratteristico di confronto.

I primi due obiettivi sono stati raggiunti attraverso una campagna di test composta da due fasi. Nella prima, si sono testati complessivi con bracket standard per verificarne la resistenza a vibrazione e determinare il tipo di test più dannoso. Nella seconda fase, è stato applicato il profilo di vibrazione più severo su complessivi con bracket modificato per testare l'impatto di un set di possibili modifiche.

L'ultima parte della tesi ha richiesto lo sviluppo di un metodo per analizzare la severità dei diversi profili vibrazionali in modo da effettuare una comparazione preliminare attraverso un parametro caratteristico. Il metodo utilizzato è stato adattato da quello proposto nella ISO 16750-3:2012 (E). Esso è basato sulla costruzione di una "curva di fatica" delle accelerazioni vs numero di cicli e richiede solamente il segnale di accelerazione campionato attraverso l'accelerometro posto sul banco. Partendo da questi dati, attraverso un procedimento iterativo, si definisce un'accelerazione limite (a_D) che può essere utilizzata per confrontare i diversi test per capire quale potrebbe essere più severo.

I risultati ottenuti sono stati positivi in quanto le modifiche prototipali del bracket hanno permesso di ridurre il danneggiamento dell'assieme sottoposto a vibrazione, inoltre il metodo utilizzato per confrontare i profili di vibrazione ha dato risultati simili a quanto osservato durante i test su banco.

Analysis of vibration profiles' severity on dynamic tests and their application in the development of drum brakes with electric actuator (EPB-Si)

Abstract

The following thesis was developed at Continental Brakes Italy S.p.a. Testing Department, part of the Continental Brakes R&D Unit.

The main goals of the thesis are:

- Evaluate the resistance under different vibration profiles of the EPB SiC-M assembly (MGU on bracket), which is responsible of the park brake actuation;
- Test a set of possible bracket modifications and evaluate their effect on the assembly's resistance under vibration;
- Analyse the severity of the different vibration profiles through an iterative method to define a characteristic parameter to compare the tests.

The first two objectives were reached through a testing campaign made of two main phases. In the first phase, assemblies with standard brackets were tested with different vibration profiles to check the resistance and determine which kind of test was more damaging. In the second phase, the most severe vibration profile was applied to test assemblies with modified brackets to test the impact of a set of possible modifications.

The last part of the thesis required the development of a method to analyse the severity of the different vibration profiles in order to perform a preliminary comparison of the tests through a characteristic parameter. The method used was adapted from the one presented in ISO 16750-3:2012 (E). It is based on the construction of a "fatigue curve" of acceleration vs number of cycles and it requires only the acceleration data sampled from the control accelerometer fixed on the test bench. Starting from this data, through an iterative process, a limit acceleration (a_D) is defined which can be used as a comparison parameter between the different tests to understand which one could be more severe.

The results obtained were positive because the bracket modifications were effective in reducing the damage to the assembly under vibration, while the method used to compare vibration profiles showed similar results to what had been observed during the actual tests.

Indice

1.	INTRODUZIONE.....	3
1.1	Oggetto della Tesi	3
1.2	Azienda ospitante	3
1.3	Tipologie di freni	4
1.3.1	Freni a tamburo	6
2.	FRENO A TAMBURO SIC-M.....	7
2.1	Caratteristiche principali e componenti	7
2.1.1	Tamburo	8
2.1.2	Piatto	8
2.1.3	Ganasce	9
2.1.4	Cilindretto attuatore	11
2.1.5	Autoregistro	13
2.1.6	Reaction block o abutment.....	14
2.1.7	Freno di stazionamento	15
2.2	Il sistema EPB SiC-M.....	16
2.2.1	Attuatore (MGU).....	16
2.2.2	Bracket	19
2.3	Normativa Interna Continental.....	24
2.3.1	Condizioni ambientali e stato del bracket	24
2.3.2	Descrizione dei test e requisiti	27
3.	BANCO PROVA	28
3.1	Allestimento del banco.....	32
4.	PIANO PROVE	35
4.1	Piano prove su bracket standard.....	36
4.1.1	Profili dei test di vibrazione	36
4.2	Piano prove su bracket prototipali	37
4.2.1	Modifiche prototipali testate	38
4.3	Test di montaggio.....	38
5.	RISULTATI.....	39
5.1	Test di montaggio.....	39
5.2	Test bracket standard	40
5.2.1	Customer endurance, componenti nuovi.....	40
5.2.2	Customer endurance, componenti invecchiati	42
5.2.3	Vibration Test T10, componenti invecchiati.....	44

5.2.4 Random Vibration, componenti nuovi.....	45
5.2.5 Random Vibration, componenti invecchiati	47
5.3 Test bracket modificati.....	49
5.3.1 Snap fit modificato, componenti nuovi.....	49
5.3.2 Baionetta modificata, componenti nuovi	51
5.3.3 Snap fit modificato, componenti invecchiati	56
5.3.4 Baionetta modificata, componenti invecchiati.....	59
5.4 Riepilogo dei risultati.....	63
6. SEVERITA' DEI PROFILI DI VIBRAZIONE APPLICATI	63
6.1 Metodologia d'indagine	64
6.1.1 Procedimento	66
6.2 Risultati ottenuti.....	69
6.2.1 Customer endurance.....	70
6.2.2 Vibration Test T10	71
6.2.3 Random vibration.....	71
6.2.4 Analisi dei risultati	72
7. CONCLUSIONI.....	73
8. POSSIBILI SVILUPPI FUTURI.....	75
9. RIFERIMENTI	77

1. INTRODUZIONE

1.1 Oggetto della Tesi

L'oggetto della presente Tesi è rappresentato dalla campagna di testing condotta presso il reparto Sperimentazione della sezione R&D di Continental Brakes Italy S.p.a. e riguardante la valutazione della resistenza alle vibrazioni dell'assieme del sistema EPB SiC-M. Quest'ultimo rappresenta il sistema di azionamento elettrico del freno di stazionamento montato su freni a tamburo prodotti presso Continental Brakes Italy. È opportuno sottolineare che la campagna di testing ha riguardato solamente un modello di freno di uno specifico cliente, perciò i risultati ottenuti potrebbero non essere applicabili per altri progetti.

In particolare si è indagata la durata dei componenti che compongono l'assieme quando sottoposti a diversi profili di vibrazione intesi come differenti distribuzioni delle accelerazioni in funzione della frequenza. Successivamente sono state implementate modifiche prototipali volte a migliorare il comportamento dell'assieme sotto questo aspetto ed è stato valutato il loro effetto sottoponendo i complessivi al profilo di vibrazione risultato maggiormente gravoso nella prima parte della campagna sperimentale.

Infine si è voluta valutare la severità delle diverse prove di vibrazione mediante acquisizioni dei segnali in arrivo dall'accelerometro di controllo per definire una "curva di fatica" in termini di accelerazione ed una accelerazione equivalente per ogni tipo di prova. Comparando quest'ultima infatti, si può avere una prima indicazione sul confronto tra diversi profili di vibrazione a prescindere dal freno testato e dal componente di cui si vuole indagare la resistenza.

1.2 Azienda ospitante

La Continental Brakes Italy nasce nel 1984 con il nome di Automotive Products Italia (AP) S.r.l. come business process outsourcing del gruppo Fiat, rimanendo un'azienda monocliente fino al 1997, anno fino al quale la produzione era composta totalmente da freni destinati a vetture e veicoli commerciali di tale gruppo. A partire dall'anno 1998 è cambiata la strategia aziendale indirizzata verso la diversificazione dei clienti la quale ha portato ad un ampliamento dell'azienda sia per quanto riguarda le dimensioni fisiche, sia per quanto riguarda il personale dipendente.

L'attività svolta all'interno dello stabilimento di Cairo Montenotte riguarda la progettazione e la produzione di freni a tamburo per automobili e veicoli commerciali. I freni a tamburo prodotti sono stati montati di serie su gran parte dei veicoli attualmente circolanti e/o attualmente in produzione. Tra i costruttori che usano o hanno usato questi freni si trovano: Fiat, Lancia, Ford, Mazda, Renault, Nissan, Opel, Toyota, Land Rover, Piaggio, Volkswagen, BMW, Skoda, Autovaz, Bremach ed Effedi; inoltre questi freni sono anche applicabili su vetture e veicoli commerciali non equipaggiati con freni Continental al primo impianto.

Ad oggi lo stabilimento produttivo di Cairo Montenotte è leader a livello europeo nella progettazione e produzione di freni a tamburo e, a seguito della sua acquisizione da parte della multinazionale tedesca Continental AG, avvenuta nel 2007, è entrato a far parte di uno dei cinque maggiori fornitori al mondo per quanto riguarda la componentistica automotive. A seguito di questa acquisizione, lo stabilimento ha cambiato il suo nome diventando Continental Brakes Italy, come è attualmente conosciuto.

Il gruppo multinazionale Continental AG, fondato nel 1897 ad Hannover, dove ha tutt'ora la sua sede, è uno dei principali fornitori internazionali per l'industria automobilistica ed ha sedi produttive ed uffici in tutto il mondo. Il gruppo è inserito nel mercato dei componenti per autovetture e tra i suoi clienti si annoverano le principali case automobilistiche europee e mondiali. La Continental Brakes Italy, che comprende lo stabilimento produttivo di Cairo Montenotte ed i relativi uffici, realizza freni a tamburo: si inserisce quindi nella divisione Chassis & Safety ed in particolare nella Business Unit Hydraulic Brake Systems (HBS).

La Continental Brakes Italy, grazie ad una serie di consolidati strumenti tecnici ed all'applicazione di opportune procedure finalizzate alla "Gestione della Qualità totale", è ad oggi leader nella progettazione e fabbricazione di freni a tamburo completi.

La Continental Brakes Italy è orientata verso un continuo sviluppo di nuove tecnologie associate ai freni a tamburo e di stazionamento al fine di poter sempre soddisfare al meglio le esigenze dei suoi clienti.

Le procedure interne soddisfano a pieno i requisiti previsti dalle normative internazionali di riferimento, ciò è dimostrabile dalle certificazioni rilasciate al sistema di qualità di Continental Brakes Italy.

CERTIFICAZIONI DI QUALITÀ: UNI EN ISO 9001:2015, IATF 16949:2016

CERTIFICAZIONI DI QUALITÀ RILASCIATE DA CLIENTI: Q1 PREFERRED QUALITY AWARD (FORD)

L'impegno di Continental Brakes Italy non si limita solamente al mantenimento di alti standard qualitativi ma anche alla tutela ambientale, per tale motivo l'azienda è dotata di un sistema di gestione ambientale operante tramite specifiche procedure.

Il forte impegno dell'azienda nel rispetto delle leggi e delle regolamentazioni in materia ambientale, unito ad azioni sviluppate su base volontaria, finalizzate al continuo miglioramento anche su questo fronte, hanno permesso all'azienda di conseguire la più prestigiosa certificazione internazionale in materia ambientale.

CERTIFICAZIONI AMBIENTALI: UNI EN ISO 14001:2015

In aggiunta alle certificazioni precedentemente elencate, nel 2018, la Continental Brakes Italy ha inoltre conseguito anche una certificazione riguardo il suo sistema di gestione dell'energia. Questa certificazione dimostra un solido impegno dell'azienda al continuo miglioramento delle sue prestazioni energetiche.

CERTIFICAZIONI ENERGETICHE: UNI EN ISO 5001:2011

1.3 Tipologie di freni

In campo automotive nel corso degli anni sono stati sviluppati diversi sistemi di frenatura in grado di sfruttare differenti principi fisici per esercitare l'azione frenante, come per esempio l'attrito radente, le correnti di Foucault o il magnetismo. Tuttavia il fenomeno più ampiamente sfruttato per la realizzazione di freni è sicuramente l'attrito radente tramite il quale l'energia cinetica del veicolo viene dissipata in calore. Questo avviene grazie allo strisciamento che avviene tra il materiale d'attrito (generalmente posto su un elemento all'interno del componente fissato al telaio) ed il componente solidale alla ruota (e quindi mobile).

In particolare, all'interno della categoria dei freni ad attrito radente, le due soluzioni che risultano maggiormente impiegate in campo automobilistico sono il freno a disco rotante (principalmente monodisco) ed il freno a tamburo a ceppi interni. Le caratteristiche principali richieste a questo tipo di freni sono:

- Bassa forza di comando (ovvero la forza esercitata dal conducente sul pedale del freno durante la frenata);
- Elevata efficacia (intesa come il rapporto tra la forza di attrito esercitata e la forza di comando richiesta per generarla);
- Prestazioni costanti durante tutta la vita del freno (in modo che la sensazione sul pedale del freno durante l'attuazione dello stesso non vari con l'usura);
- Semplicità di installazione, manutenzione e sostituzione;
- Costo contenuto.

Riguardo a queste ed altre caratteristiche si possono confrontare i due freni per capire le applicazioni più adatte ad una soluzione piuttosto che all'altra.

- Efficacia: a parità di ingombro, le coppie frenanti esercitate da un freno a tamburo risultano notevolmente superiori rispetto a quelle generate da un freno a disco.
- Forza di comando e corsa di lavoro: questi due parametri vengono analizzati insieme in quanto sono correlati alla facilità di frenata e alla sicurezza percepita dal conducente. La corsa di lavoro è funzione della lunghezza e della geometria dell'impianto frenante, nonché dalla distanza tra il componente mobile e quello fisso del freno. Essa risulta circa uguale per entrambe le soluzioni mentre la forza di comando richiesta per l'azionamento di un freno a tamburo risulta superiore.
- Regolarità: per quanto riguarda la costanza delle prestazioni all'aumentare dell'usura, il freno a tamburo risulta mediamente migliore rispetto al freno a disco.
- Usura: nei freni a disco, la ripartizione della pressione risulta nettamente più uniforme di quella di un freno a tamburo, per tale motivo l'usura rilevata sul materiale d'attrito di questi freni risulta molto più regolare che su di un freno a tamburo.
- Caratteristiche costruttive. Costruttivamente un freno a disco è costituito da un numero minore di componenti rispetto ad uno a tamburo; questo si traduce in una maggiore semplicità ed in un peso complessivo minore. Inoltre, essendo le pastiglie di un freno a disco molto più facilmente accessibili delle ganasce di un tamburo, il tempo necessario per la loro sostituzione è nettamente inferiore.
- Condizioni di esercizio gravose: l'assenza di distorsioni rende i freni a disco più indicati per applicazioni di esercizio gravose, infatti essi sono più utilizzati su veicoli performanti ove vengono realizzati più frequentemente cicli di frenatura anche ad alte velocità.
- Condizioni ambientali: durante la progettazione dei freni è necessario tenere in considerazione tutte le possibili condizioni di utilizzo (asciutto, bagnato, caldo, freddo, sporco, umido) al fine di poter studiare soluzioni capaci di garantire un valore adeguato di forza frenante in ogni condizione. Riguardo questo aspetto si può notare come gli organi funzionali di un freno a tamburo risultino più protetti rispetto a quelli di un freno a disco rendendo la prima tipologia di freno più resistente alle diverse condizioni ambientali che si possono verificare durante la vita operativa a bordo veicolo.

1.3.1 Freni a tamburo

Considerando la produzione della Continental Brakes S.p.a. nello stabilimento di Cairo Montenotte e l'oggetto della presente Tesi verrà presentato solamente il freno a tamburo nella sua configurazione maggiormente utilizzata, ovvero quella denominata Simplex.

Si tratta di un freno a tamburo a ceppi interni, ovvero i cui ceppi (o ganasce, sui quali si trova il materiale d'attrito e che sono solidali al telaio) si trovano all'interno del tamburo (che costituisce l'elemento del freno solidale alla ruota del veicolo) e vengono spinti verso l'esterno per garantire il contatto e lo strisciamento relativo tra il materiale d'attrito e la superficie interna del tamburo stesso. Ciò comporta la dissipazione dell'energia cinetica del veicolo in calore e dunque il rallentamento e l'eventuale arresto dello stesso.

I ceppi possono essere a punti fissi oppure fluttuanti; nel primo caso essi sono incernierati sul piatto mentre nel secondo essi sono semplicemente appoggiati su una superficie di riscontro sulla quale sono tenuti in contatto tramite una molla.

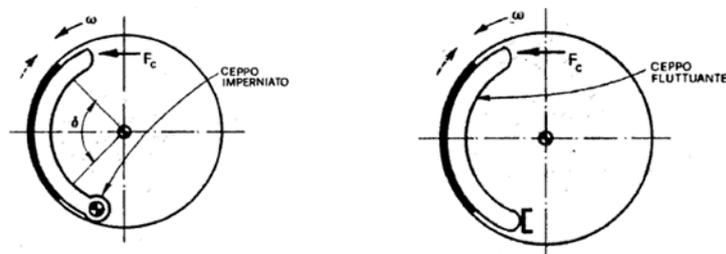
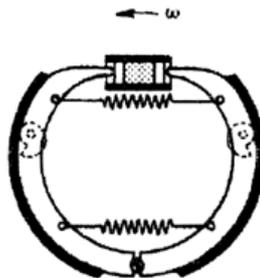


Figura 1.1 - Tipologie di freno a tamburo

Sebbene questa seconda soluzione porti con sé delle inevitabili imperfezioni di lavorazione, permette al materiale d'attrito un migliore contatto col tamburo; infatti nel freno Simplex si utilizzano ceppi fluttuanti.

La forza esercitata sul ceppo da parte del tamburo è funzione del verso di rotazione dello stesso; questa può quindi tendere a spingere o ad allontanare il ceppo dal suo appoggio. Nel primo caso il ceppo è detto compresso (o avvolgente) mentre nel secondo caso il ceppo è detto teso (o svolgente). A parità di forza di comando esercitata, la coppia generata risulta maggiore qualora le condizioni di funzionamento tendano a comprimere il ceppo contro il tamburo, ossia nel caso di ceppo avvolgente. Nel freno Simplex si ha un ceppo compresso ed uno teso con il conseguente vantaggio di poter avere un unico organo di comando in quanto i punti di applicazione delle forze frenanti sulle due ganasce sono vicini ed affacciati; inoltre il funzionamento del freno è uguale per entrambi i versi di rotazione del tamburo.



Un ceppo teso ed uno compresso

Figura 1.2 - Freno a tamburo Simplex

In questa tipologia di freno l'azionamento avviene tramite un cilindro idraulico all'interno del quale sono situati due pistoncini che spingono i ceppi contro il tamburo. Il vantaggio è quello di avere un sistema di azionamento compatto, affidabile e relativamente poco costoso mentre lo svantaggio è che, essendo all'interno del tamburo, il sistema è soggetto ad alte temperature con conseguente possibile deterioramento delle tenute.

2. FRENO A TAMBURO SiC-M

In questa sezione si descriveranno le principali caratteristiche di un freno a tamburo SiC-M secondo la configurazione attualmente in produzione presso Continental Brakes Italy e che costituisce l'oggetto della campagna di testing analizzata in questa Tesi. Inoltre verrà introdotta la normativa interna di riferimento per quanto riguarda i test da effettuarsi sul componente specifico su cui si è focalizzata la valutazione delle prove trattate in questo testo, ovvero il bracket.

2.1 Caratteristiche principali e componenti

Si tratta, come evidenziato in precedenza, di freni a tamburo a ceppi interni di tipo Simplex la cui superficie attiva, costituita da materiale d'attrito, viene premuta durante la frenata contro la superficie interna del tamburo solidale alla ruota del veicolo. In questo modo l'energia cinetica viene dissipata in calore producendo così il rallentamento o l'arresto del veicolo. Per quanto riguarda invece il freno di stazionamento, esso è azionato elettricamente secondo il sistema denominato EPB SiC-M che verrà descritto in seguito.

I componenti principali di un freno a tamburo a ceppi interni sono evidenziati nelle figure seguenti.

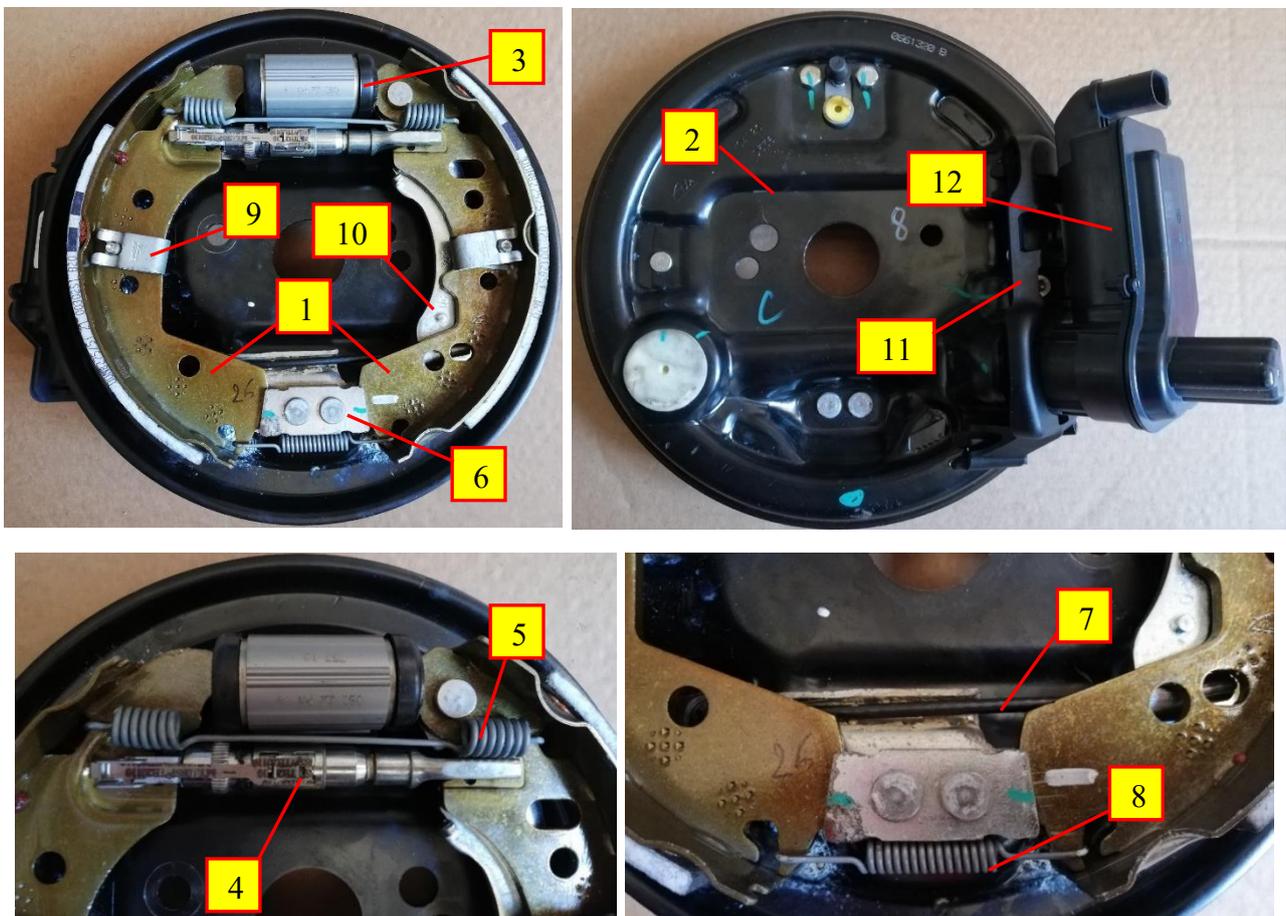


Figura 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 - Freno a tamburo SiC-M

- 1) Ganasce o ceppi;
- 2) Piatto;
- 3) Cilindretto attuatore;
- 4) Autoregistro o adjuster;
- 5) Molla superiore;
- 6) Reaction block (o abutment) e guida cavo;
- 7) Cavo del freno di stazionamento;
- 8) Molla inferiore;
- 9) Clip elastiche di ritenuta;
- 10) Leva del freno di stazionamento;
- 11) Bracket;
- 12) Attuatore elettrico o MGU.

Ad essi si aggiunge ovviamente il tamburo che viene fissato sul mozzo ed è quindi solidale alla ruota del veicolo andando a costituire l'elemento sul quale viene esercitata l'azione di frenatura.

Verranno in seguito illustrate brevemente le caratteristiche e le funzioni dei principali componenti costituenti un freno a tamburo.

2.1.1 Tamburo

Il tamburo, come detto, è l'elemento che subisce l'azione di frenatura e viene fissato al mozzo ed alla ruota del veicolo rimanendo così solidale a quest'ultima. Esso ha il compito principale di dissipare il calore prodottosi durante la frenata ed infatti è generalmente realizzato in ghisa in quanto essa ha una capacità termica maggiore rispetto all'acciaio.



Figura 2.5, 2.6 - Tamburo

2.1.2 Piatto

Il piatto costituisce l'elemento di supporto per i componenti che costituiscono il freno a tamburo e viene fissato direttamente al knuckle collegato alla sospensione. Esso è realizzato in acciaio da profondo stampaggio e la sua geometria è variabile a seconda del progetto e del cliente per cui è realizzato. Tuttavia gli elementi caratteristici, indicati in Figura 2.7 e 2.8, sono comuni a tutti i tipi di piatto e comprendono:

- Fori per il fissaggio sul knuckle (1);
- Pianetto di appoggio del cilindretto e relativi fori per il fissaggio (2);
- Pianetti di appoggio per le ganasce (3);

- Fori per i perni di ritenuta delle ganasce (4);
- Pianetto di appoggio del reaction block;
- Ganci di fissaggio del bracket e foro per la relativa vite (5);
- Superficie di reazione per l'assieme EPB SiC-M (6).

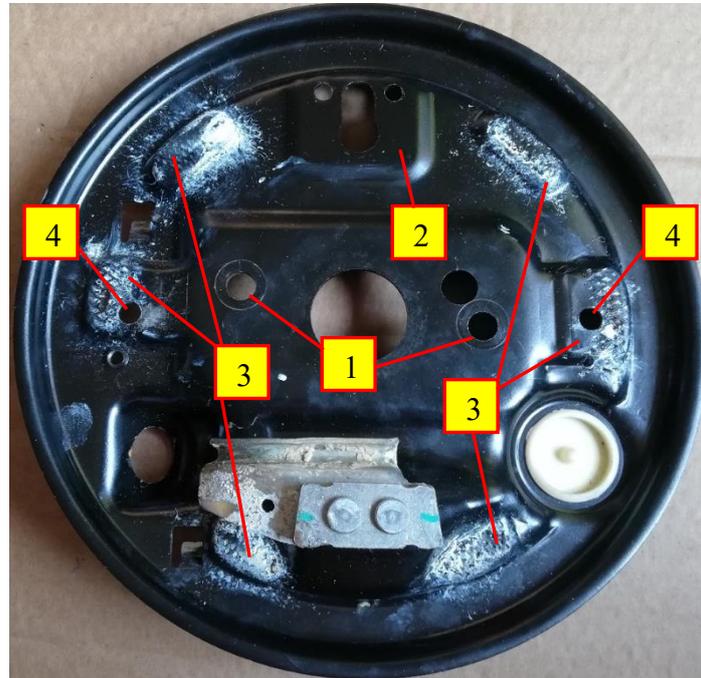


Figura 2.7 - Piatto

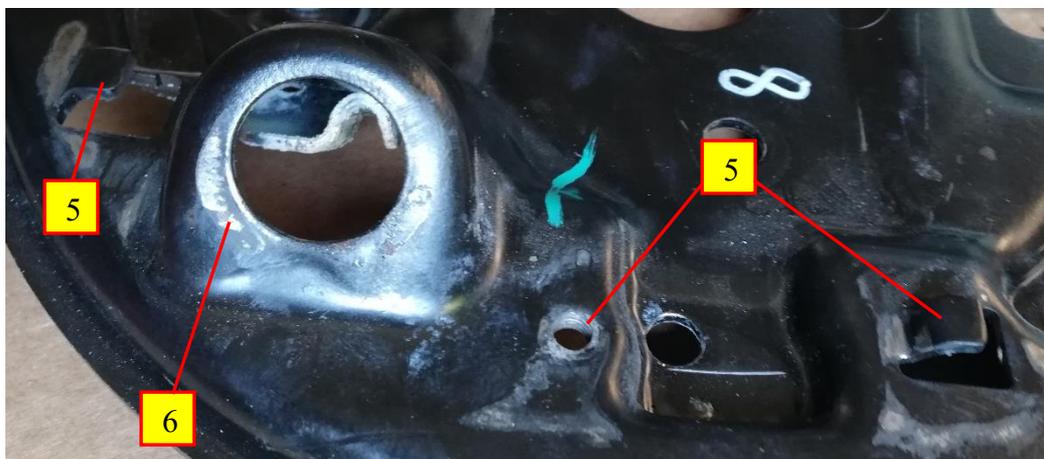


Figura 2.8 - Attacchi per il bracket

A seconda del progetto e della relativa soluzione scelta, su di esso può anche essere fissato il mozzo, come nel caso in figura, tramite un dado che, avvitandosi sull'estremità filettata del fusello di supporto, fa appunto andare a battuta il mozzo con la superficie del piatto. In alternativa il mozzo può essere fissato direttamente al knuckle insieme al piatto o indipendentemente da esso.

2.1.3 Ganasce

Le ganasce, più correttamente denominate ceppi, costituiscono gli elementi frenanti del sistema; infatti esse vengono premute contro la superficie interna del tamburo per creare attrito e dunque dissipare l'energia cinetica in calore. Esse sono composte a loro volta da tre elementi: la costa, la fascia ed il materiale d'attrito (o lining). Le prime due sono realizzate in materiale metallico e

vengono rivettate assieme per formare la struttura della ganaschia mentre il materiale d'attrito viene incollato sulla superficie esterna della fascia ed è quello che andrà a contatto con il tamburo. Il materiale di cui è costituito è studiato appositamente per garantire un elevato coefficiente d'attrito ed un'usura il più possibile ridotta ed uniforme del lining stesso.

Si distinguono una ganaschia primaria ed una secondaria: la primaria è quella che, una volta montato il freno a bordo veicolo, si trova in posizione anteriore prendendo come riferimento la vettura stessa mentre la secondaria è quella che si trova posteriormente. Il materiale d'attrito sulle due ganasce non è incollato nella stessa posizione e solitamente non ha neanche uno spessore costante lungo tutta la fascia. Questo perché durante una frenata in marcia avanti, che rappresenta la maggior parte delle applicazioni durante la vita del freno, le zone più sollecitate e soggette all'usura sono rispettivamente quella superiore per la ganaschia primaria e quella inferiore per la secondaria.

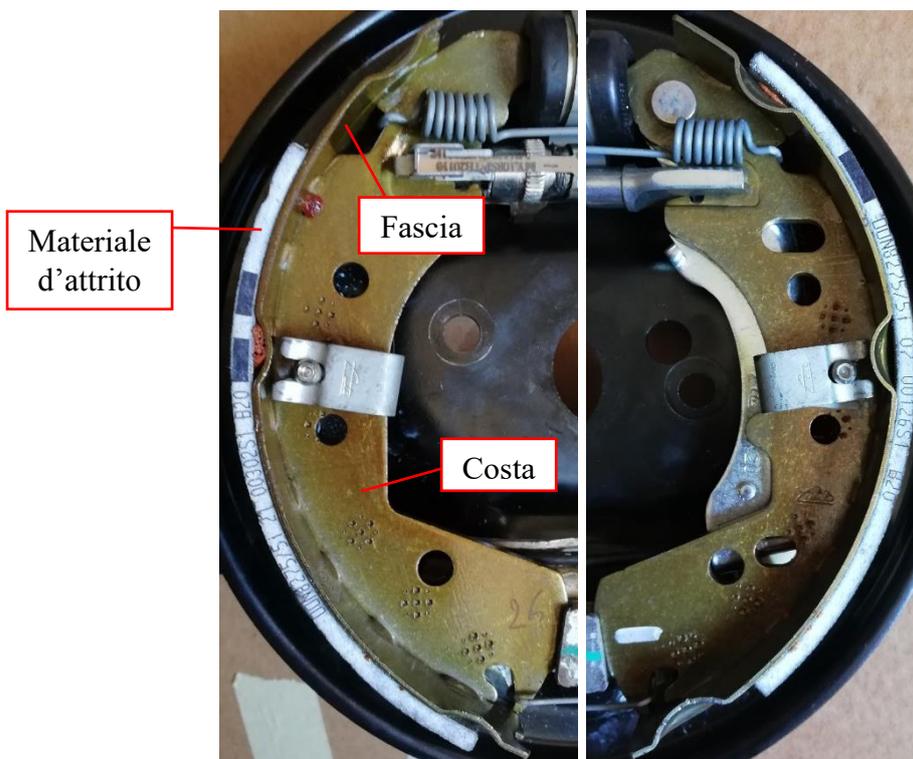


Figura 2.9 - Ganasce

Nei freni equipaggiati con il sistema EPB SiC-M che prevede l'attuazione elettrica del freno di stazionamento, sulla ganaschia primaria viene montata anche la leva del freno di stazionamento che viene rivettata sulla costa della ganaschia stessa. Questo perché in questo tipo di freni l'attuatore è montato sulla parte posteriore del piatto e quindi il cavo del freno di stazionamento arriva da dietro rispetto alla leva, mentre nel caso venga usato un freno di stazionamento manuale il cavo arriverebbe dalla parte anteriore del veicolo.

Le ganasce vengono fissate sul freno tramite delle clip elastiche che si impegnano su dei perni che fanno presa sul piatto, inoltre esse si appoggiano inferiormente al reaction block, sul quale vengono premute dalla molla inferiore, e superiormente ai pistoncini del cilindretto, sui quali il contatto viene assicurato dalla molla superiore.



Figura 2.10, 2.11, 2.12 - Ganascia primaria



Figura 2.13, 2.14, 2.15 - Ganascia secondaria

2.1.4 Cilindretto attuatore

Il cilindretto attuatore è il cilindro oleodinamico che comanda l'apertura delle ganasce permettendo così di effettuare la frenata. Esso è composto dai seguenti componenti:

- Corpo;
- Pistoncini;
- Molla;
- Cuffie;

- Vite di spurgo.



Figura 2.16 - Componenti del cilindretto attuatore

Il corpo è un cilindro di alluminio con una parte posteriore piana in modo da andare correttamente a battuta con l'apposito pianetto sul piatto per poi poter essere fissato su di esso. Nella porzione piana del cilindretto sono praticati quattro fori: due per le viti di fissaggio, la cui forma e coppia di serraggio dipendono dal cliente e dal progetto, uno per l'alimentazione idraulica (quello inferiore in Figura 2.18) ed uno per inserire la vite di spurgo. Quest'ultima serve a spurgare il circuito idraulico per far fuoriuscire tutta l'aria contenuta in esso in quanto essa è un fluido comprimibile e dunque potrebbe generare problemi durante la frenata (come per esempio una pressione insufficiente ad aprire le ganasce oppure una risposta del pedale del freno non adeguata).



Figura 2.17, 2.18, 2.19 – Cilindretto attuatore

All'interno del corpo sono presenti due pistoncini che rappresentano i veri attuatori del freno a tamburo, infatti sono questi che spingono le ganasce verso l'esterno quando si dà pressione al sistema. In essi la porzione che va a contatto con le ganasce ha un diametro minore rispetto al corpo del pistoncino che invece ha lo stesso diametro del corpo; sul fondo invece è presente un incavo che permette all'olio di entrare per spingere il pistoncino in maniera più efficace anziché spingerlo semplicemente su una superficie piana. Infine, per garantire una tenuta ottimale del sistema, sui pistoncini sono fissati degli anelli di tenuta in materiale polimerico.



Figura 2.20, 2.21, 2.22 -Pistoncino



Figura 2.23 - Installazione del cilindretto attuatore e contatto con la ganascia

Completano il cilindretto attuatore due cuffie, anch'esse in materiale polimerico, che vengono fissate tra le estremità dei pistoncini ed il corpo del cilindretto stesso; esse servono a proteggere la camera di lavoro e le guarnizioni da possibili inquinanti esterni che potrebbero entrare all'interno compromettendo il funzionamento.

2.1.5 Autoregistro

L'autoregistro è un dispositivo meccanico che serve a regolare la distanza tra le ganasce in condizioni di riposo, ovvero in assenza di pressione nel circuito idraulico che comanda il cilindretto attuatore. Questa regolazione è necessaria in quanto si vuole mantenere il più possibile costante lungo tutto il ciclo di vita del freno il gioco presente a riposo tra la superficie interna del tamburo ed il materiale d'attrito, detto TSCC (Total Shoes Center Clearance). Infatti durante l'utilizzo, il lining si usura e si assottiglia aumentando così la distanza tra sé ed il tamburo; questo comporterebbe la necessità di una maggiore corsa delle ganasce per andare a frenare il tamburo stesso e di conseguenza una maggiore escursione del pedale del freno man mano che l'usura avanza. Per evitare ciò e nel contempo evitare di dover effettuare una regolazione manuale periodica del TSCC si ricorre ad una regolazione automatica del gioco tramite appunto l'autoregistro che permette, ad ogni azionamento del freno, di recuperare una distanza pari a 0,025 mm per ogni scatto del dispositivo (il TSCC deve rimanere nel range 0,40÷0,70mm).

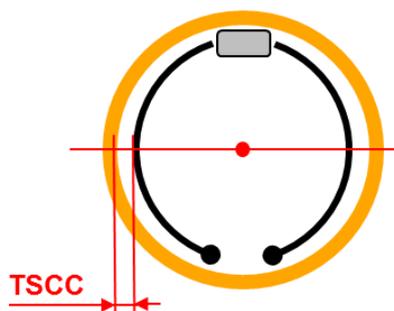


Figura 2.24 - TSCC

Esso è composto da 4 componenti fondamentali:

- 1) Corpo;
- 2) Molla a balestra (clicker);
- 3) Nottolino di regolazione;
- 4) Settore filettato;
- 5) Lama bimetallica.

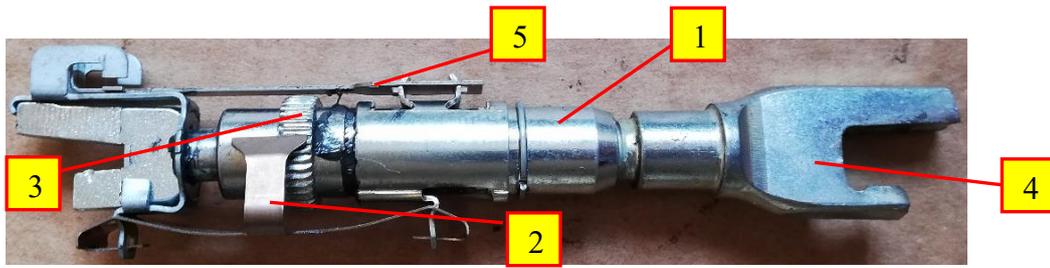


Figura 2.25 - Autoregistro



Figura 2.26 - Settore filettato e corpo

Il funzionamento di questo elemento è basato sull'accoppiamento filettato tra il corpo ed il settore filettato dell'autoregistro, infatti il primo ruotando fa avanzare il secondo "aprendo" in questo modo il dispositivo e di conseguenza la distanza tra le ganasce. Per far ruotare il corpo ci si serve di una molla a balestra o clicker la cui lamella superiore si impegna su uno dei denti del nottolino di regolazione solidale al corpo e lo spinge provocandone così la rotazione. Questa "spinta" deriva dal precarico della molla stessa che avviene quando le ganasce sono a riposo e comprimono l'autoregistro inarcando il clicker e quindi caricandolo. In questo modo la molla si comprime e la relativa lamella arretra andando ad impegnarsi con il dente successivo del nottolino. Al momento della frenata questa compressione viene rilasciata e la molla è nuovamente libera di distendersi facendo così avanzare la lamella che provoca la rotazione del nottolino e quindi del corpo.

La lama bimetallica ha invece la funzione di impedire un eccessivo avanzamento del settore filettato in caso di surriscaldamento del tamburo. Infatti può capitare che, per esempio durante una frenata prolungata, il tamburo si surriscaldi e di conseguenza si dilati; in questo caso il settore filettato potrebbe avanzare molto in quanto le ganasce si aprirebbero maggiormente rispetto alle condizioni normali. Di conseguenza una volta terminata la frenata ed abbassata la temperatura del tamburo si avrebbe il bloccaggio del freno in quanto l'autoregistro ha recuperato tutto il gioco presente in condizioni di tamburo dilatato e quindi, una volta che quest'ultimo è tornato al proprio diametro normale, le ganasce rimangono a contatto con esso anche a riposo. La lama bimetallica impedisce che ciò accada in quanto è costituita da due metalli aventi coefficiente di dilatazione termica differenti; di conseguenza ad alte temperature essa si flette e, andando ad impegnarsi sugli appositi ganci, impedisce il funzionamento dell'autoregistro. La temperatura di attivazione di tale elemento è tra i 70°C ed i 90°C.

2.1.6 Reaction block o abutment

Il reaction block (o abutment) costituisce l'elemento di riscontro sul quale si appoggiano inferiormente le ganasce e dunque il suo piano d'appoggio ne costituisce il fulcro senza necessitare di un perno che aumenterebbe sia il costo che la complessità del freno. Esso può essere rivettato sul piatto (e in questo caso viene denominato abutment) oppure può essere fissato tramite due viti (e in questo caso viene denominato reaction block) direttamente al knuckle collegato alla sospensione e ciò dipende dal progetto. Inoltre, nel caso dell'abutment, esso comprende in un unico elemento anche la guida cavo sulla quale scorre il cavo del freno di stazionamento mentre nei freni equipaggiati con reaction block questa viene rivettata separatamente sul piatto.



Figura 2.27 - Abutment

2.1.7 Freno di stazionamento

Il freno di stazionamento permette di frenare l'auto, in caso di parcheggio, senza l'intervento del cilindretto attuatore e dunque senza un azionamento diretto da parte del guidatore. Esso si basa su due elementi principali: il cavo e la leva. Il primo è composto da più trefoli di fili di acciaio che si avvolgono secondo un'elica destrorsa o sinistrorsa a seconda che il freno sia montato sul lato destro o sinistro della vettura; su di essi viene posta una guaina protettiva. All'estremità del cavo viene crimpato il "nipple" che fa presa sull'uncino inferiore della leva (come mostrato in Figura 2.30) permettendo di tirare quest'ultima quando si attua il freno di stazionamento. Durante l'azionamento dunque il cavo viene tirato e a sua volta agisce sulla leva la quale ruota attorno al perno che la fissa alla ganaschia primaria e spinge sul settore filettato dell'autoregistro. Quest'ultimo trasmette la spinta alla ganaschia secondaria che quindi si apre, al contempo si apre anche la ganaschia primaria in quanto, quando la secondaria arriva a contatto col tamburo, la leva preme contro l'autoregistro e ciò fa ruotare il fulcro di quest'ultima aprendo anche la ganaschia primaria.

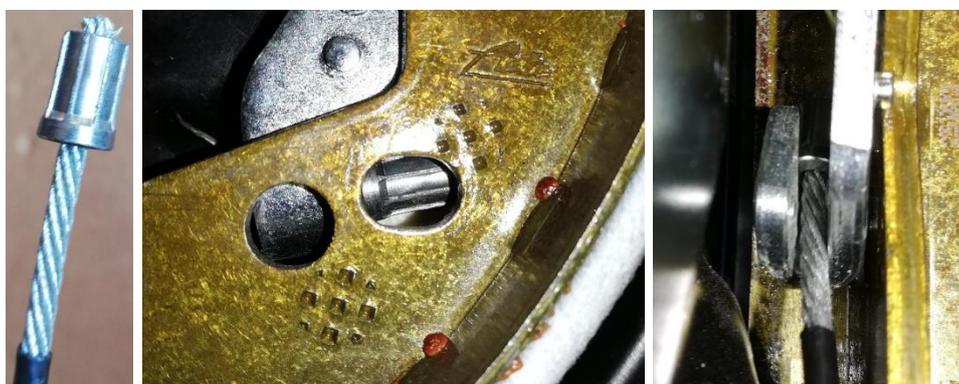


Figura 2.28, 2.29, 2.30 - Cavo del freno di stazionamento ed accoppiamento con la leva

Per controllare e mantenere fissa la posizione del cavo a riposo, esso viene fatto passare all'interno della guida cavo che deve essere adeguatamente lubrificata tramite grasso onde evitare attriti eccessivi che porterebbero ad un'usura del cavo e della guida stessa.

Nel tipo di freno in esame in questa trattazione il freno di stazionamento è attuato elettricamente tramite il sistema EPB SiC-M nel quale è un motore elettrico dedicato per ogni freno a tamburo a tirare il cavo.



Figura 2.31 - Guida cavo

2.2 Il sistema EPB SiC-M

In questo paragrafo si illustreranno le caratteristiche e le funzionalità del sistema denominato EPB SiC-M, ovvero il sistema che permette l'attuazione del freno di stazionamento elettrico tramite un attuatore montato direttamente su ognuno dei freni a tamburo.

Esso è composto da due elementi: l'attuatore o MGU e il bracket.



Figura 2.32 - Sistema EPB SiC-M

2.2.1 Attuatore (MGU)

L'attuatore, o Motor Gear Unit (MGU), costituisce la vera e propria unità motrice del sistema e permette quindi la movimentazione del cavo, e di conseguenza della leva, del freno di stazionamento.

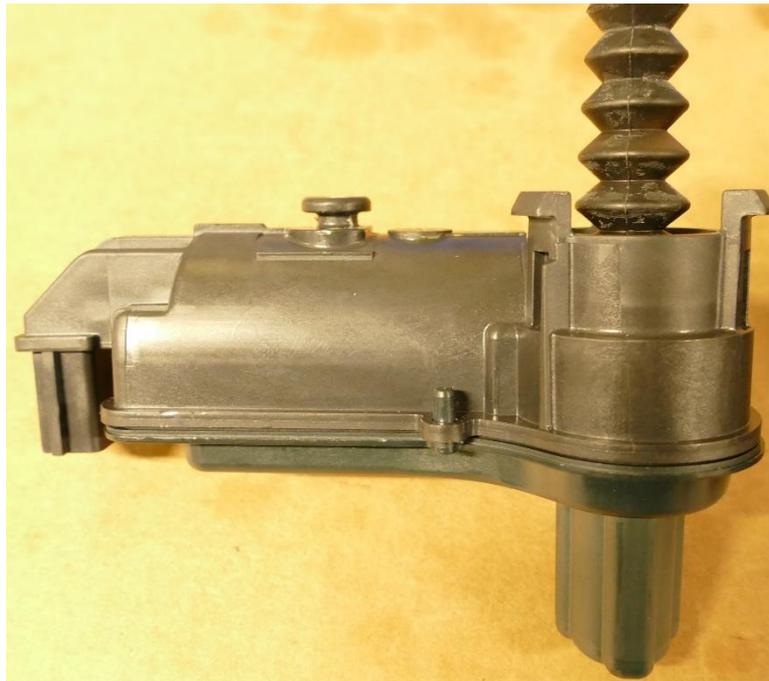


Figura 2.33 - Attuatore

Esso è composto da un motore elettrico a corrente continua (1 in Figura 2.34) il cui albero in uscita è costituito da una vite senza fine e che viene inserito in un housing (2 in Figura 2.34) in materiale plastico al cui interno sono presenti i contatti utili a connettere il motore elettrico all'alimentazione tramite l'apposito connettore in cui va inserito il cavo di alimentazione. Questi contatti vengono saldati per garantire un'alimentazione ottimale del motore elettrico.

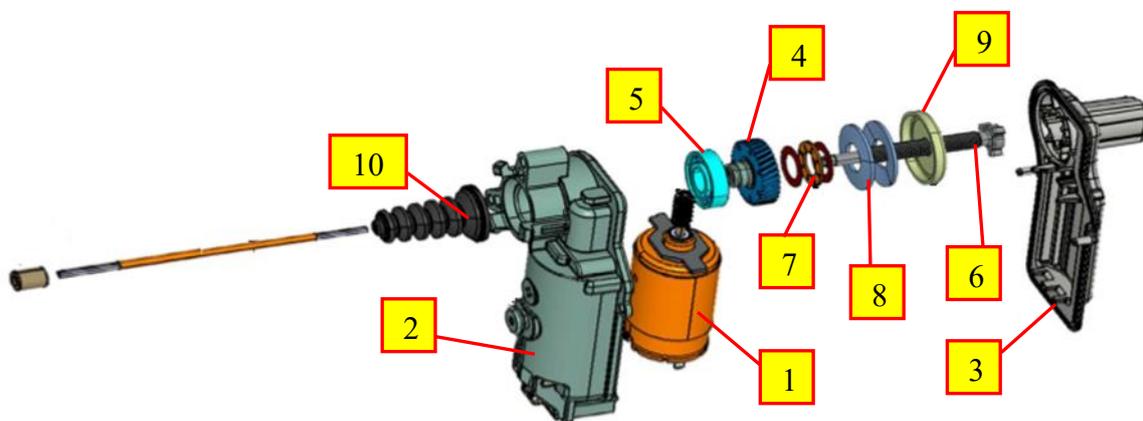


Figura 2.34 - Esploso dell'attuatore

All'interno dell'housing, nello slot adiacente a quello riservato al motore elettrico, viene inserito il cosiddetto "spindle" il cui scopo è quello di trasformare il moto rotativo dell'albero del motore in un moto lineare tramite un accoppiamento del tipo ruota dentata-vite senza fine. Infatti lo spindle è composto da sei elementi:

- Una madrevite (4);
- Un cuscinetto a sfere (5);
- Una vite centrale (6);
- Un cuscinetto assiale a rullini (7);

- Due coppie di molle a tazza contrapposte (8);
- Un coperchio metallico (9).

La prima costituisce l'elemento che va ad accoppiarsi con la vite senza fine posta sull'albero del motore elettrico. L'accoppiamento avviene tramite i denti esterni al corpo della madrevite che ingranano con la vite del motore elettrico in quanto essi sono inclinati di un angolo corrispondente all'angolo dell'elica della vite. In questo modo la rotazione lungo la direzione dell'asse dell'albero del motore elettrico viene trasformata in una rotazione lungo una direzione perpendicolare alla prima e corrispondente alla direzione dell'asse della vite centrale. All'interno invece la madrevite presenta semplicemente una filettatura che permette l'accoppiamento con la vite centrale.

Essa viene fissata all'interno dell'housing tramite un cuscinetto a sfere il cui anello esterno si incastra nell'apposito slot dell'housing stesso con un accoppiamento che presenta una leggera interferenza, mentre l'anello interno è accoppiato con interferenza con il corpo della madrevite. Questo si trova al di sopra della ruota dentata esterna della madrevite in modo da permetterne la rotazione e l'accoppiamento con l'elica sull'albero del motore elettrico senza interferenze da parte dell'housing stesso. Al di sotto della madrevite si trova invece un cuscinetto assiale a rullini.

La vite centrale invece è il componente su cui viene fissato, tramite crimpatura, il cavo del freno di stazionamento e che ha quindi il compito di trasformare il moto rotativo della madrevite, comandato dal motore elettrico, in un moto di traslazione lungo il proprio asse. Ciò è possibile attraverso il corpo trilobato posto al fondo della vite stessa; esso infatti va ad accoppiarsi con il coperchio dell'housing (o cover, 3 in Figura 2.34) che, nella zona corrispondente, presenta una sorta di cilindro anch'esso trilobato nel quale il corpo estremo della vite è libero di scorrere ma non di ruotare a causa appunto dell'accoppiamento tra i lobi e le corrispondenti guide ricavate nel coperchio dell'housing. Questo inibisce la rotazione della vite stessa e permette così di trasformare la rotazione della madrevite in una traslazione della vite centrale, permettendo così la movimentazione del cavo del freno di stazionamento tramite il motore elettrico. All'esterno dell'housing la vite è protetta da una cuffia a soffiato di gomma (10 in Figura 2.34) che evita l'ingresso di polvere, sporcizia ed altri possibili contaminanti all'interno dell'assieme.



Figura 2.35 - Cover



Figura 2.36 - Cavo dell'attuatore

La vite, e di conseguenza anche la madre vite, è sinistrorsa per gli attuatori che andranno montati sul lato sinistro del veicolo mentre è destrorsa per quelli che andranno montati sul lato destro.

Infine completano l'assieme dello spindle due coppie di molle a tazza contrapposte e un coperchio metallico. Le prime hanno lo scopo di smorzare l'impatto generato dal ritorno della vite quando viene rilasciato il freno di stazionamento evitando così potenziali danni che potrebbero insorgere con il tempo e l'usura. Il coperchio invece ha il solo scopo di "chiudere" l'assieme e fare da superficie di reazione per le molle a tazza che hanno come superficie di reazione contrapposta il cuscinetto assiale.

Per quanto riguarda invece la funzione di fissaggio a bordo veicolo dell'attuatore, essa compete esclusivamente alla parte esterna dell'housing che presenta tre diversi attacchi per l'accoppiamento col bracket.

- Attacco a baionetta;
- Lock pin;
- Snap fit.

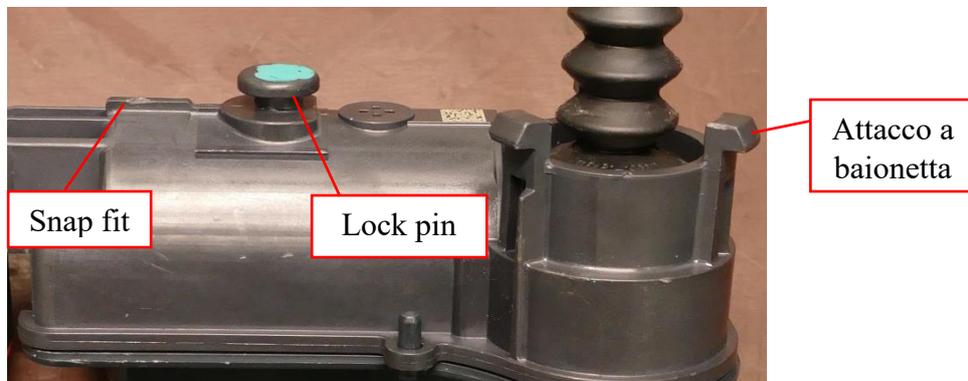


Figura 2.37 - Attacchi per accoppiamento con bracket

Il primo consiste semplicemente in tre denti equispaziati posti sul corpo cilindrico nel quale viene fissato lo spindle e dal quale escono la vite centrale dello spindle e dunque il cavo del freno di stazionamento.

Il secondo è costituito da un corpo che ricorda la forma di un fungo con un diametro più stretto alla base e più grande alla sommità.

Infine il terzo consta di un singolo dente orientato lungo la direzione dell'asse del motore elettrico.

Tutti e tre gli attacchi concorrono al fissaggio dell'MGU sul bracket.

2.2.2 Bracket

Il bracket è il componente che permette il fissaggio dell'attuatore sull'assieme del freno a tamburo facendo quindi da interfaccia tra l'attuatore e il piatto del freno.



Figura 2.38 - Bracket

Vi saranno quindi quattro distinte funzioni, definite dalla Normativa Interna Continental che verrà descritta in seguito, che dovranno essere assicurate dalle caratteristiche dei tre componenti coinvolti (piatto, attuatore e bracket):

- Function F1: fissaggio del bracket sul piatto;
- Function F2: fissaggio dell'attuatore sul bracket;
- Function F3: trasferimento del carico;
- Function F41 and F42: deformazione del dente dello snap fit e anti-smontaggio.

Per il fissaggio del bracket sul piatto è previsto un accoppiamento ad incastro tra i denti laterali presenti alla base del bracket ed i ganci esterni presenti sul piatto. L'accoppiamento presenta un'interferenza molto marcata in entrambe le posizioni tale che, durante l'installazione, viene asportato del materiale dai denti del bracket lasciando così delle striature su di essi; in questo modo si garantisce la stabilità dell'accoppiamento durante l'utilizzo. Tuttavia questo da solo non garantisce il completo fissaggio del bracket al piatto che quindi viene completato tramite una vite che va ad avvitarsi nell'apposito foro filettato ricavato direttamente sul piatto e viene stretta con una coppia di serraggio ben precisa facendo così presa con il sottotesta sulla base del bracket.



Figura 2.39, 2.40, 2.41, 2.42, 2.43 - Accoppiamento bracket-piatto

Per quanto riguarda invece il fissaggio dell'attuatore al bracket, gli attacchi per la sua realizzazione sono quelli che vanno ad accoppiarsi con quelli presenti sull'MGU descritti in precedenza, ovvero: attacco a baionetta, lock pin e snap fit.

Per la realizzazione del primo accoppiamento, sul bracket sono presenti tre slot dalla forma caratteristica tale per cui i denti della baionetta dell'attuatore possono essere inseriti nella porzione più ampia degli slot. Successivamente tramite la rotazione dell'MGU, in senso orario o antiorario a seconda del lato sul quale andrà installato il freno, i denti scorrono negli slot fino ad arrivare a battuta. In questa configurazione la porzione inferiore dei denti, più sottile, rimane all'interno degli slot mentre la porzione superiore fa presa sulla superficie posteriore del bracket.

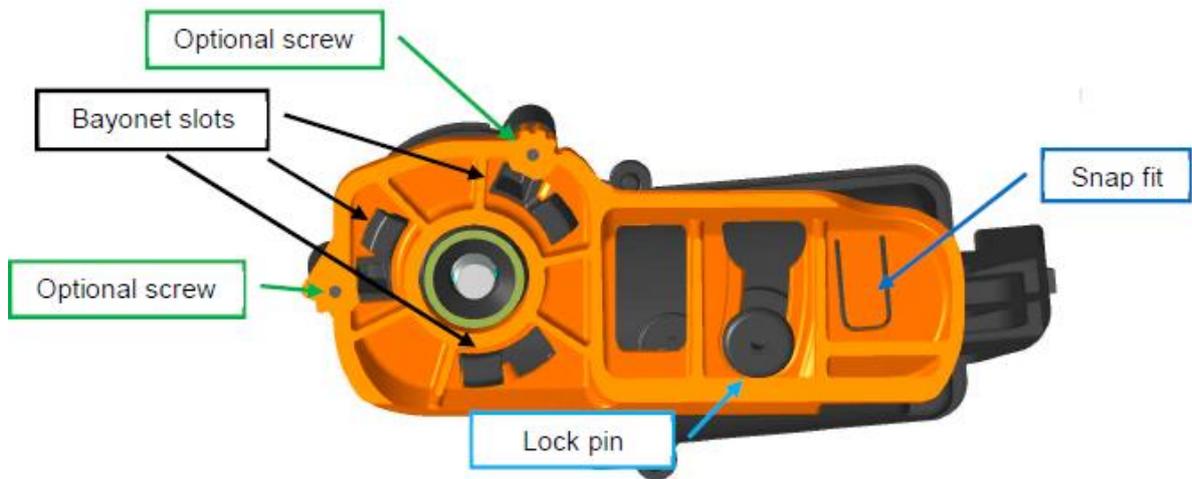


Figura 2.44 - Accoppiamento MGU-bracket

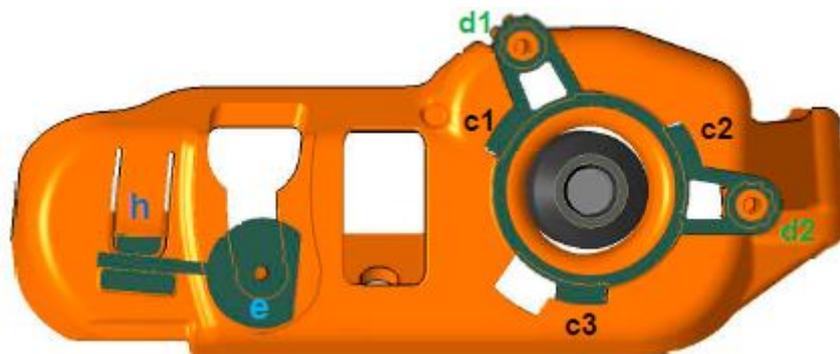


Figura 2.45 - Posizione dei diversi attacchi rispetto al bracket

La stessa logica viene applicata per l'accoppiamento del lock pin dell'attuatore con il corrispondente slot presente sul bracket. Infatti esso entra nella porzione più ampia dello slot per poi, tramite la rotazione dell'MGU, andare a far presa con la porzione superiore più ampia sulla superficie posteriore del bracket, mentre la porzione inferiore rimane all'interno dello slot.



Figura 2.46, 2.47 - Attacchi MGU-bracket

Infine, per quanto riguarda lo snap fit, il fissaggio è assicurato da un dente flessibile e uno fisso. Il primo permette "l'ingresso" del dente presente sull'attuatore all'interno dello spazio tra i due denti del bracket e lo fa piegandosi durante la rotazione dell'MGU in quanto viene spinto verso il basso proprio dal dente dell'attuatore. Dunque, per permettere il corretto montaggio dell'assieme EPB SiC-

M, il dente flessibile deve appunto essere in grado di flettersi senza rompersi o danneggiarsi in quanto, una volta completato il montaggio, esso dovrà garantire la permanenza in posizione dell'MGU evitando che si smonti durante l'utilizzo. Queste due funzioni sono rispettivamente definite dalla Normativa Interna Continental come Function F41 and F42. Alla seconda di esse, che prevede di garantire il corretto posizionamento dell'attuatore sul bracket, concorre anche il dente fisso detto "fixed stop" che impedisce all'attuatore di ruotare ulteriormente durante il normale utilizzo in quanto ne blocca il relativo dente.

Il fixed stop ha un'ulteriore funzione di precarico, infatti esso ha un'altezza tale che, una volta che l'MGU è correttamente posizionato, crea con esso una certa interferenza in direzione orizzontale e lo spinge verso l'esterno inclinandolo leggermente. Questo comporta la nascita di un precarico sui denti della baionetta che quindi aumentano la pressione di contatto col bracket facendo così maggiore presa.



Figura 2.48, 2.49, 2.50 - Snap fit

Inizialmente, per il fissaggio dell'attuatore sul bracket erano previste anche due viti opzionali ma attualmente non sono più in uso.

Nella pratica dunque per installare l'attuatore sul bracket si inseriscono i denti della baionetta negli appositi slot fino a battuta dell'housing sul bracket, dopodiché si ruota l'MGU finché il dente dello snap fit non entra nell'apposita sede.



Figura 2.51, 2.52 - Installazione dell'attuatore sul bracket

L'insieme piatto-bracket-MGU, una volta montato, appare come indicato nella figura seguente.

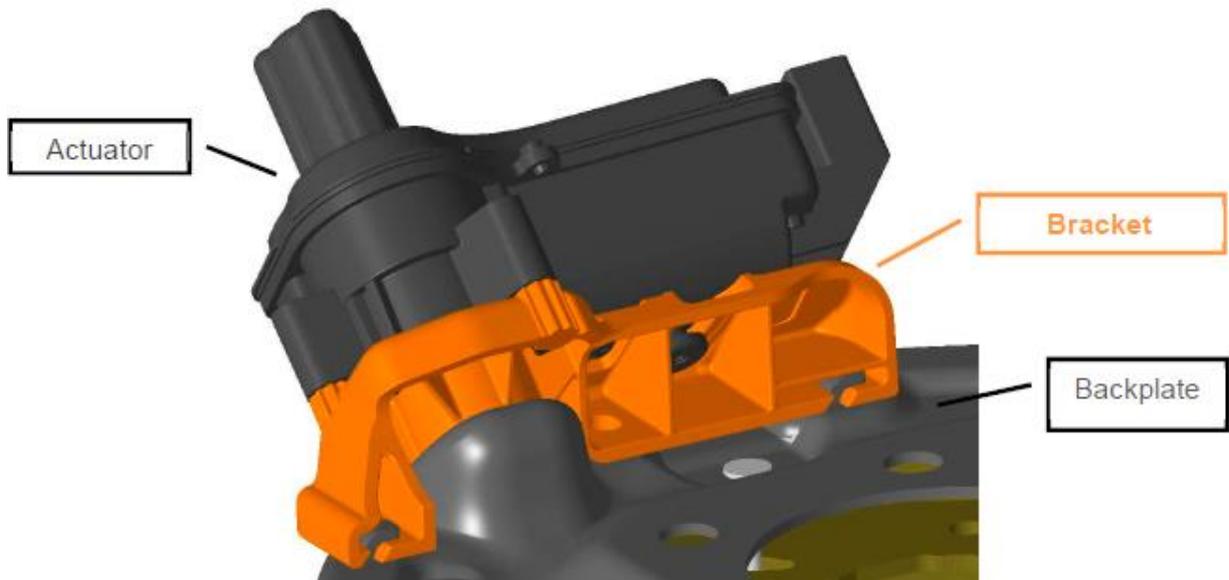


Figura 2.53 - Assieme EPB SiC-M

Infine l'ultima funzione che deve essere garantita dal bracket è la cosiddetta Function F3, ovvero la funzione di trasferimento del carico dall'attuatore al piatto durante l'attuazione del freno di stazionamento. Infatti quando viene azionato il freno a mano il cavo, e quindi la vite, sono soggetti ad una forza di reazione dovuta alla resistenza opposta dalla ganaschia primaria alla sua movimentazione e all'attrito creato tra la ganaschia stessa ed il tamburo. Questo carico viene scaricato prima sul cuscinetto a sfere che a sua volta lo trasferisce all'housing dell'MGU, il quale lo trasferisce al bracket per poi andarsi a scaricare finalmente sul piatto.

La zona del bracket preposta a questa funzione di trasferimento del carico dall'housing al piatto è denominata "bush reaction area" ed è in pratica costituita dal cilindro interno nella zona dell'attacco a baionetta.

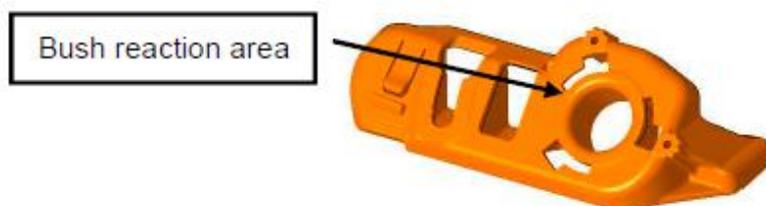


Figura 2.54, 2.55 - Bush reaction area

2.3 Normativa Interna Continental

La Normativa Interna Continental è una specifica rilasciata ed applicata all'interno di Continental il cui scopo è quello di definire caratteristiche e funzionalità del bracket all'interno del sistema EPB SiC-M, nonché di definire i requisiti che dovranno essere verificati durante le fasi di sviluppo e durante l'intero ciclo di vita del prodotto.

In particolare essa descrive:

- Funzione del bracket all'interno del sistema SiC-M (vedi par. 1.2);
- Test a livello di singolo componente (bracket);
- Test a livello EPB SiC-M (assieme).

Essi rappresentano l'insieme dei test necessari ad individuare e comprendere eventuali criticità sia a livello del singolo componente che a livello dell'intero assieme per il funzionamento del freno di stazionamento. Tuttavia, come si vedrà in seguito, si possono individuare, specificatamente per ogni progetto e per ogni tipo di test, delle varianti nelle modalità di prova per testare il componente o l'intero complessivo in condizioni definite "worst case", ovvero in condizioni più gravose rispetto a quelle definite dalla normativa.

2.3.1 Condizioni ambientali e stato del bracket

Oltre alla definizione dei test da effettuare per la verifica delle performance e della funzionalità del bracket e dell'intero sistema EPB SiC-M, la Normativa Interna Continental fornisce anche le indicazioni sulle condizioni ambientali e sullo stato del componente ai quali i vari test devono essere effettuati.

Le prime si riferiscono essenzialmente ai valori di temperatura e umidità ai quali condurre le prove; infatti sia la temperatura che l'umidità giocano un ruolo fondamentale nella variazione delle proprietà meccaniche e fisiche del bracket.

Vengono quindi individuati quattro livelli di temperatura:

- Low temperature (LT): -40°C;
- Room temperature (RT): 23°C;
- High temperature (HT): 120°C;
- Peak temperature (PT): 150°C.

E due condizioni di umidità:

- Dry (D);
- WAC.

La prima viene definita come una condizione al 50% di umidità relativa a 23°C secondo ISO291:2008; la seconda invece viene definita come condizione di assorbimento d'acqua da parte del bracket fino a saturazione.

Questa viene raggiunta tramite una serie di cicli della durata di 8 ore in cui il bracket viene immerso in acqua deionizzata a 80°C; infatti la saturazione del bracket si può riscontrare pesando il componente dopo ogni ciclo e andando a vedere quando il suo peso si stabilizza rimanendo all'incirca costante (variazioni dell'ordine dello 0,1% in peso o inferiori).

Invece per quanto riguarda le indicazioni sullo stato del bracket la normativa individua tre possibili alterazioni rispetto alle condizioni standard di produzione:

- Invecchiamento chimico;
- Invecchiamento termico;
- Geometrical worst condition.

Il primo viene definito in base al materiale con cui viene realizzato il bracket per ogni specifico progetto in modo da ottenere le condizioni di invecchiamento più gravose possibili. Tuttavia in mancanza di informazioni o di richieste particolari da parte del cliente si utilizzano soluzioni di CaCl₂ in quanto i poliammidi (PA), di cui è composto il bracket, sono particolarmente sensibili ad esso ed in molti casi viene utilizzato per evitare il ghiacciamento delle strade.

Il secondo viene definito dalla normativa come un procedimento ciclico, detto Thermal Shock, che consta nel sottoporre il componente o l'intero sistema SiC-M (piatto, bracket ed MGU) a 100 cicli termici composti da due fasi:

- 1,5 ore in una camera a -40°C;
- 1,5 ore in una camera a 120°C.

Il tempo di transizione impiegato per il passaggio tra una camera e l'altra deve essere inferiore ai 30 secondi.

Oltre al Thermal Shock si utilizza, per l'invecchiamento termico, anche il processo chiamato Thermal Humidity Cycle composto da 22 fasi a temperatura e umidità relativa diversa:

Step	Tempo [h:m]	Temperatura [°C]	Umidità
1	24:00	55	20%
2	1:00	25	93%
3	2:00	65	93%
4	3:30	65	93%
5	2:00	25	85%
6	2:00	65	93%
7	3:30	65	93%
8	2:00	25	85%
9	2:00	25	93%
10	0:30	-10	OFF
11	3:00	-10	OFF
12	1:30	25	95%
13	1:30	25	95%
14	24:00	55	20%
15	1:00	25	93%

16	2:00	65	OFF
17	3:30	65	93%
18	2:30	25	85%
19	2:00	65	93%
20	3:30	65	93%
21	2:00	25	85%
22	2:00	25	93%

Spesso, come si vedrà in seguito, questi due processi si effettuano distintamente e uno dopo l'altro per ottenere un invecchiamento termico più gravoso.

Nella figura sottostante si può osservare la cella climatica dove viene effettuato il processo di Thermal Shock. Essa è composta da due camere nelle quali vengono mantenute rispettivamente le temperature tipiche del ciclo termico in questione. Esse sono poste l'una sopra l'altra ed al loro interno viene inserito un cestello che ha la possibilità di traslare da una camera all'altra secondo i tempi previsti dal procedimento.



Figura 2.56, 2.57 - Cella climatica per il Thermal Shock

Invece per il Thermal Humidity Cycle si utilizza una cella climatica a camera singola nella quale vengono successivamente imposte le condizioni previste dal procedimento.



Figura 2.58 - Cella climatica per il Thermal Humidity Cycle

Il “geometrical worst condition” invece viene definito specificatamente per ogni progetto in base alle richieste e consiste essenzialmente nella modifica delle dimensioni caratteristiche del bracket, in particolare quelle relative alla Funzione F3 (trasferimento di carico, vedi par. 1.2).

2.3.2 Descrizione dei test e requisiti

Per quanto riguarda la descrizione dei test da effettuare a livello di singolo componente o di intero assieme, la normativa fornisce le indicazioni essenziali per condurli, ovvero:

- Condizioni ambientali alle quali deve essere svolto il test;
- Stato del bracket/assieme nel quale esso deve essere testato;
- Procedura e valori delle grandezze caratteristiche del test (es. forza, accelerazione ecc.).

Essa inoltre fornisce i requisiti che il campione deve soddisfare per considerare la prova come superata. Questi possono essere in termini semplicemente di rottura o meno del componente (es. presenza di cricche o di danneggiamenti che compromettano il corretto funzionamento del freno a mano) oppure più specificatamente in termini di valori di soglia che il campione deve raggiungere per superare il requisito (es. deformazione, forza ecc.).

Relativamente alla campagna di test analizzata in questa Tesi, la normativa individua due tipi di prove di vibrazione per testare l'usura, il fissaggio e la resistenza dell'intero assieme SiC-M sottoposto a vibrazione. Entrambe sono definite a frequenza ed accelerazione fissa per un numero di cicli preciso.

Il primo test viene denominato Vibration Test T10 e consiste nell'applicazione di vibrazioni di tipo sinusoidale in direzione verticale rispetto al freno con un'accelerazione pari a 18g ed una frequenza pari a 20Hz per il numero di cicli previsto. Se la prova è richiesta in temperatura la distribuzione dei cicli deve essere la seguente:

- 20% dei cicli a -40°C;
- 75% dei cicli a temperatura ambiente;
- 5% dei cicli a 120°C.

Il requisito per questo tipo di test richiede che al termine non siano presenti cicche, rotture, spostamenti o perdite di componenti ed inoltre che non si siano verificate deformazioni che pregiudichino il normale funzionamento dell'assieme.

Il secondo test viene denominato Vibration Test T11 e consiste nell'applicazione di vibrazioni di tipo sinusoidale con un'accelerazione pari a 20g ed una frequenza pari a 60Hz per lo stesso numero di cicli in ogni direzione (x,y,z). In questo tipo di prova non sono previste applicazioni in temperatura ed i requisiti da soddisfare per considerare come superata la prova sono gli stessi del test T10.

Nella pratica tuttavia il test T11 viene poco utilizzato in quanto non vi è molto interesse a valutare l'effetto di vibrazioni in direzione diversa da quella verticale visto che, durante la sua vita a bordo veicolo, il complessivo viene sollecitato quasi esclusivamente in quest'ultima direzione. Infatti nella campagna di test analizzata in questa Tesi sono stati effettuati solamente test con il profilo indicato nella prova T10 oltre a test effettuati con profili indicati dal cliente o da normativa ISO.

3. BANCO PROVA

Il banco prova utilizzato per i test descritti in questa Tesi è uno shaker elettrodinamico in grado di applicare sui componenti profili di vibrazione a diverse frequenze ed accelerazioni.



Figura 3.1 - Shaker elettrodinamico

Esso consiste essenzialmente di una piattaforma mobile alla quale possono essere fissati i componenti o gli assiemi da testare mediante apposite attrezzature. Questa è movimentata mediante un sistema di due bobine fisse (field coils in Figura 3.2) che formano con il corpo dello shaker un circuito magnetico ed una mobile (voice coil in Figura 3.2) solidale all'armatura e quindi alla piattaforma superiore. È presente inoltre un circuito pneumatico composto da una camera (air chamber) ed una molla ad aria (air spring) che permette una movimentazione manuale e meno precisa della piattaforma mobile.

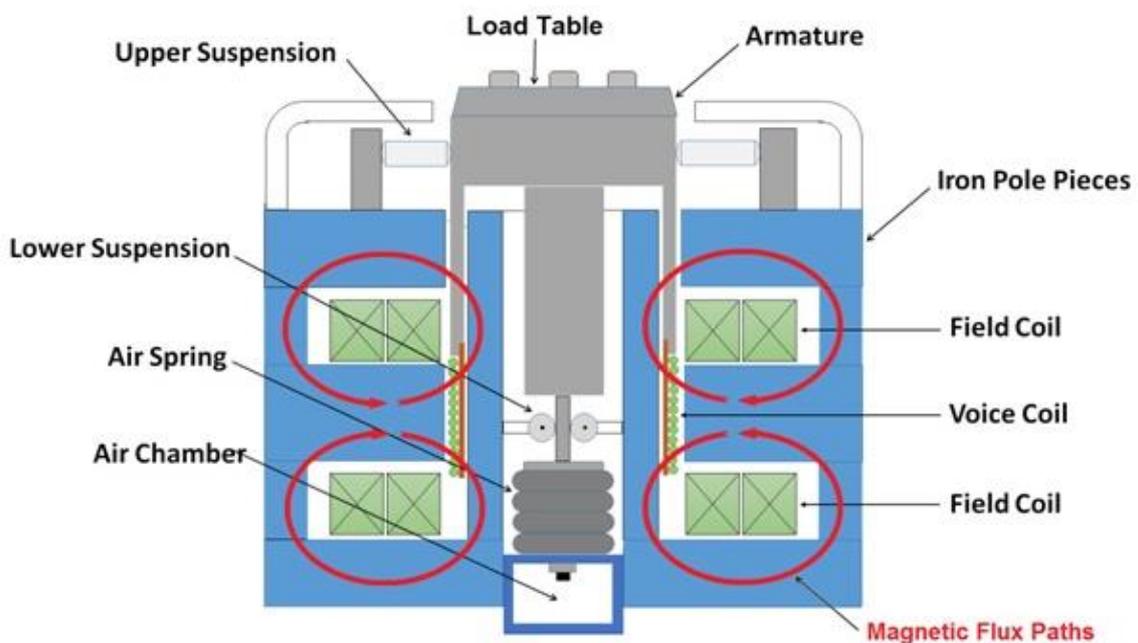


Figura 3.2 - Schema di uno shaker elettrodinamico

Come detto dunque la movimentazione dell'armatura, e di conseguenza della piattaforma, avviene grazie all'interazione tra i flussi magnetici generati da tre bobine. Le due bobine fisse vengono alimentate in corrente continua a tensione costante ma con polarità opposta in modo da creare elevati flussi magnetici nel traferro del circuito magnetico costituito dal corpo dello shaker in materiale ferromagnetico. La bobina solidale all'armatura invece è sospesa all'interno del traferro e viene alimentata in corrente alternata ad una frequenza che dipende dalla frequenza che si vuole raggiungere durante la prova. I valori di tensione applicati durante la prova, intesi come r.m.s., dipendono dalla frequenza e dall'accelerazione che si vogliono raggiungere durante il test nonché dal carico presente sulla piattaforma. Dunque, quando si alimenta quest'ultima, essa produce a sua volta un flusso magnetico, di ampiezza variabile e polarità alterna, nel traferro e si generano così delle interazioni elettrodinamiche tra i diversi flussi che comportano il movimento alternativo dell'armatura. L'ampiezza, la frequenza e l'accelerazione raggiunte durante la movimentazione dell'armatura sono quindi funzione dell'ampiezza e della frequenza del segnale in tensione inviato al circuito della bobina mobile.

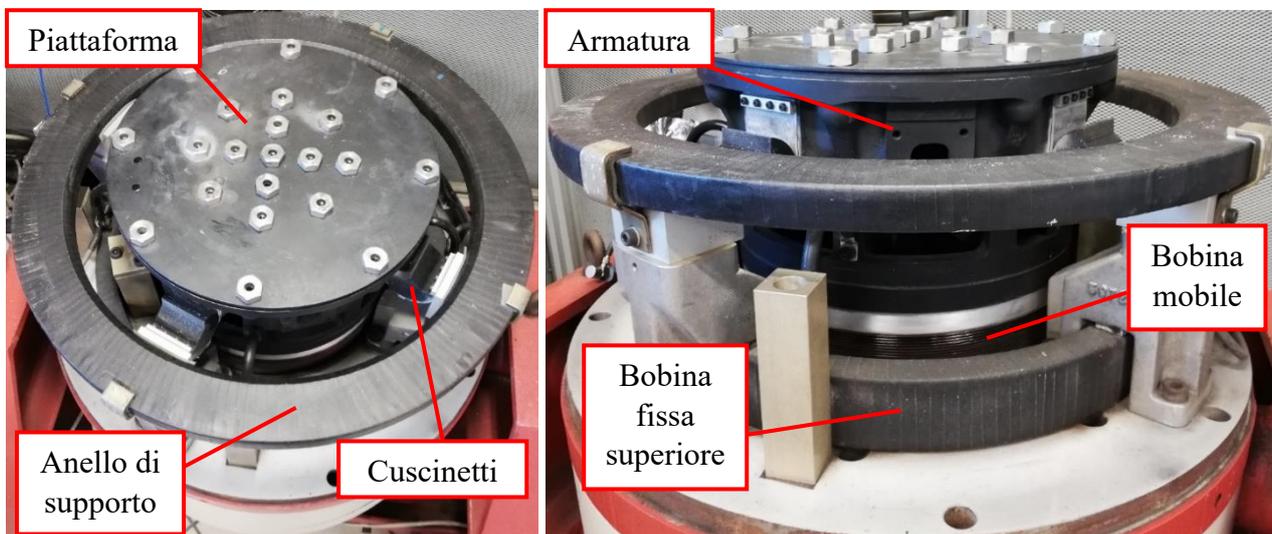


Figura 3.3, 3.4 - componenti dello shaker elettrodinamico

L'alimentazione delle bobine viene garantita da un amplificatore esterno. Le bobine fisse o "di campo" vengono alimentate in corrente continua e tensione costante in maniera autonoma direttamente dall'amplificatore mediante un circuito dedicato.



Figura 3.5 - Amplificatore



Figura 3.6, 3.7 - Quadro di controllo dell'amplificatore

La bobina mobile invece viene alimentata attraverso un controllore PID che invia un segnale in tensione di tipo sinusoidale ed adatta la frequenza ed il valore in r.m.s. dello stesso in base alle specifiche della prova che si sta effettuando.



Figura 3.8 - Controllore PID

Il segnale in tensione viene inviato dal controllore tramite il canale DRIVE all'amplificatore che lo amplifica con un guadagno che generalmente viene impostato al 100% del livello in ingresso e lo invia al circuito della bobina solidale all'armatura. Oltre a questo canale, il controllore dispone di altri quattro canali di feedback; solitamente il primo funge da canale di feedback per la chiusura dell'anello di retroazione per il controllo del circuito della bobina mobile attraverso il segnale dato da un accelerometro monoassiale incollato sull'attrezzatura montata sul banco. Gli altri tre invece possono essere utilizzati per il monitoraggio di altri parametri per esempio attraverso altri accelerometri. Infatti l'anello di controllo della movimentazione della piattaforma dello shaker, in termini di frequenza ed accelerazione, viene chiuso mediante il segnale dato dall'accelerometro di controllo. Quindi il controllore confronterà il segnale proveniente da quest'ultimo con il target imposto durante la prova mediante lo specifico programma su pc ed invierà all'amplificatore un segnale in tensione proporzionale alla differenza tra i due.

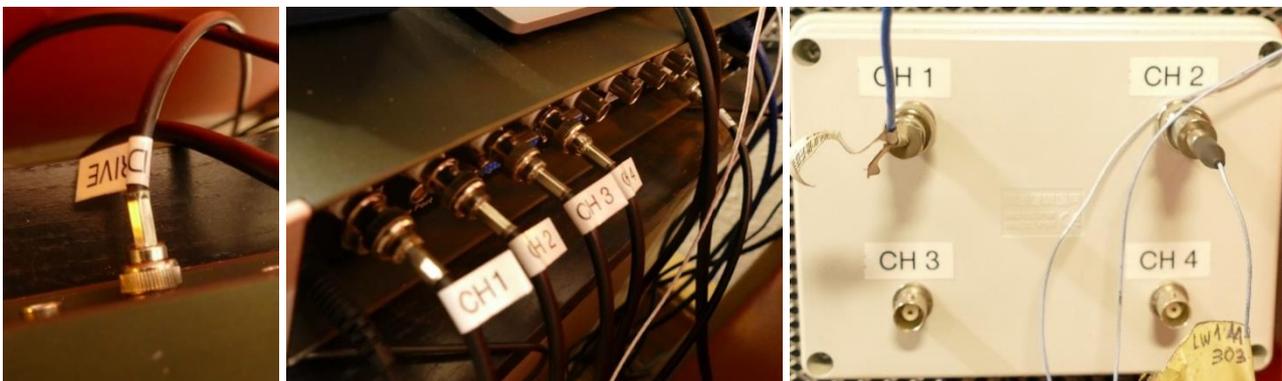


Figura 3.9, 3.10, 3.11 - Canali del controllore

La movimentazione in direzione verticale è consentita da un sistema di sospensioni superiore ed uno inferiore. Il primo è costituito da una serie di cuscinetti che, ruotando, permettono il movimento relativo tra l'armatura e l'anello di supporto facendo da collegamento mobile tra i due ed assicurando così una maggiore precisione nella direzione di movimentazione.



Figura 3.12 - Cuscinetto di supporto

Inferiormente invece si ha una sospensione solidale al corpo dello shaker che guida l'armatura in modo da mantenerla in direzione verticale durante il movimento (lower suspension in Figura 3.2). Inoltre il circuito pneumatico, ed in particolare la molla ad aria, fornisce il supporto necessario a mantenere l'armatura in posizione e sospesa all'interno del traferro quando lo shaker non è alimentato.

Per il modello di shaker utilizzato non è prevista la possibilità di ruotare il corpo dello stesso e dunque si possono effettuare test solo in direzione verticale; naturalmente se si volesse testare un componente o un assieme in direzione diversa da quella di installazione a bordo veicolo basterebbe fissare lo stesso nella direzione desiderata tramite un'apposita attrezzatura senza bisogno di ruotare lo shaker.

Nella pratica, prima di iniziare un test, è necessario posizionare la piattaforma all'incirca verso il centro della corsa per evitare un eventuale superamento dei limiti di corsa durante la prova che comporterebbe l'arresto del banco. Per fare ciò si utilizza, per un primo posizionamento "grossolano", il circuito pneumatico che viene controllato manualmente attraverso un'apposita manopola. In questo modo si ha un controllo meno preciso ma più rapido ed agevole del movimento dell'armatura e quindi della piattaforma mobile.



Figura 3.13 - Manopola di regolazione del circuito pneumatico

Un posizionamento più preciso viene effettuato successivamente, all'avvio del programma corrispondente al test che si vuole effettuare, tramite il circuito elettrico. Infatti, sfruttando il sistema di movimentazione elettrodinamico, lo shaker viene movimentato e contemporaneamente viene

acquisito il segnale dato da un sensore ottico che legge una scala bianca di larghezza variabile presente sull'armatura (Figura 3.14). Quando il sensore invia il segnale corrispondente ad una certa larghezza della scala si è raggiunta la posizione centrale e la piattaforma mobile si ferma. La lettura di questa scala tramite sensore ottico è utilizzata anche per rilevare i limiti di corsa della piattaforma che, se raggiunti, provocano l'arresto del banco in modo da evitare eventuali danneggiamenti della struttura meccanica.



Figura 3.14 - Scala di riferimento per il posizionamento della piattaforma

3.1 Allestimento del banco

Nella pratica dunque per poter montare il freno sulla base mobile del banco ci si serve di un'attrezzatura specifica composta da una base sulla quale viene avvitata una torretta che presenta i fori necessari al fissaggio del fusello su di essa. Per il modello di freno analizzato in questa campagna di test infatti il piatto ed il mozzo non vengono fissati direttamente al knuckle ma sono supportati proprio dal fusello che costituisce dunque l'interfaccia tra sospensione e freno. La base viene avvitata sulla slitta mobile tramite cinque viti di fissaggio che si avvitano sui relativi fori posti su quest'ultima.

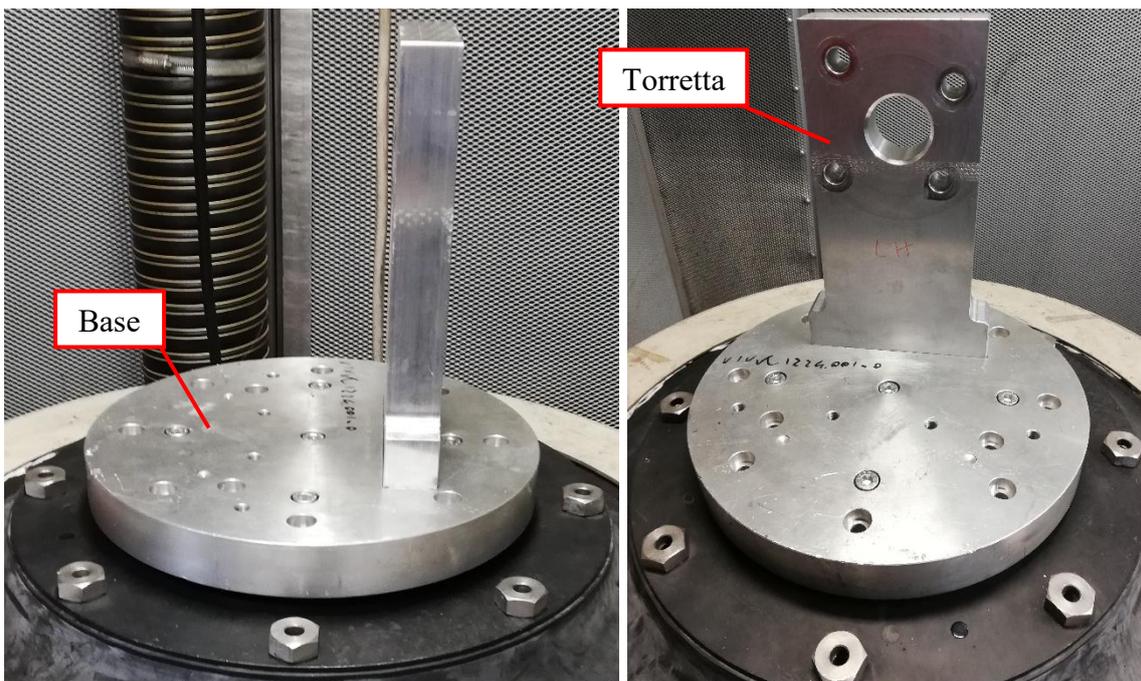


Figura 3.15, 3.16 - Attrezzatura per il montaggio del freno

Successivamente si fissa il fusello alla torretta, questo servirà come supporto sia per il piatto, con gli opportuni fori filettati, che per il mozzo che verrà semplicemente inserito su di esso e bloccato con il relativo dado centrale.

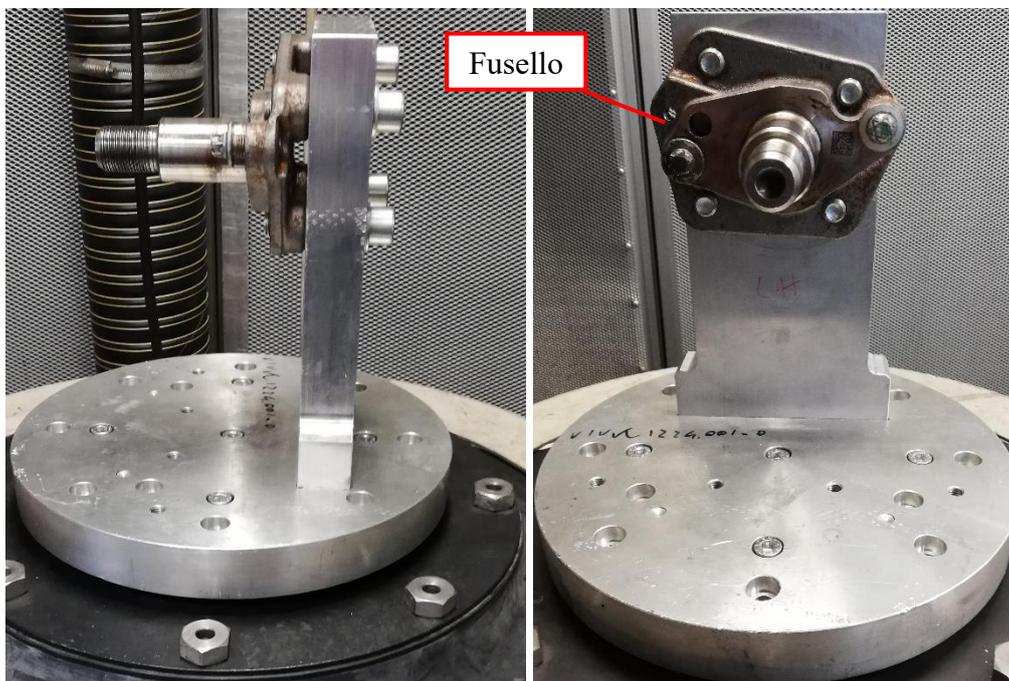


Figura 3.17, 3.18 - Installazione del fusello

Si fissa dunque il piatto mediante le apposite viti strette ad una coppia definita dal cliente, ad esso devono essere correttamente fissati il bracket e l'MGU. Per i test condotti in questa campagna, su di esso può essere montato anche l'insieme di ganasce, molle e autoregistro oppure no in quanto si vuole indagare solamente la resistenza alle vibrazioni dell'assieme bracket-MGU. Nel caso in cui le ganasce non siano presenti si taglia anche il cavo del freno a mano in quanto esso non sarebbe fissato e potrebbe creare disturbi durante le prove.

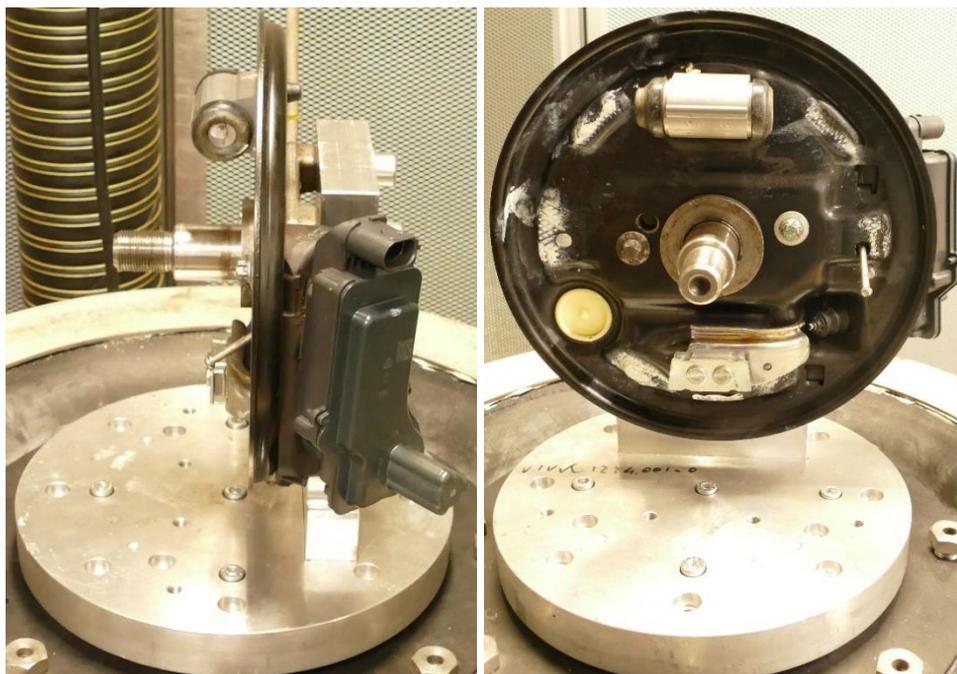


Figura 3.19, 3.20 - Installazione del piatto

Infine si monta il mozzo sul fusello serrando il relativo dado con una coppia ben precisa e successivamente si fissa il tamburo su di esso mediante le apposite viti. In questo modo si completa l'installazione del freno sullo shaker.



Figura 3.21 - Installazione del mozzo e del tamburo

Prima di avviare il test tuttavia è necessario fissare gli accelerometri di controllo che in questo caso sono solamente due. Il primo è quello che chiude l'anello di controllo della base mobile dello shaker inviando il feedback sull'accelerazione subita dalla stessa sotto forma di segnale in tensione; esso viene incollato sulla base dell'attrezzatura. Il secondo invece viene utilizzato per avere una time history dell'accelerazione subita dall'attuatore in modo da poter vedere, in caso di rottura, il momento in cui è avvenuto il distacco. Quest'ultimo viene quindi incollato sull'MGU ed in particolare sul connettore di alimentazione; ciò rende il segnale registrato non totalmente affidabile dal punto di vista dei valori di accelerazione raggiunti in quanto questa porzione dell'attuatore è cava e dunque, essendo in materiale plastico, abbastanza deformabile. Inoltre questo accelerometro, così come quello di controllo, è monoassiale mentre, come vedremo in seguito, il movimento relativo tra bracket ed attuatore è triassiale e quindi esso non è adatto a descrivere in pieno l'accelerazione percepita dall'MGU.



Figura 3.22, 3.23 - Fissaggio degli accelerometri

Nella figura seguente viene mostrato il banco prova completamente allestito per la conduzione di uno dei test analizzati nella campagna di prove.



Figura 3.24 - Installazione completa del freno su shaker

Successivamente si deve regolare l'altezza della slitta mobile dello shaker tramite la manopola che controlla il circuito pneumatico del banco, in modo che essa sia all'incirca allineata con la cover esterna dello stesso. Si procede dunque ad accendere l'amplificatore ed a portarne il guadagno al 100% tramite l'apposita rotella presente su di esso; in questo modo il segnale di drive in uscita dal controllore verrà inviato al banco senza essere attenuato così come i segnali di feedback provenienti dall'accelerometro di controllo e da quello posto sull'attuatore verranno inviati al controllore senza essere attenuati. Infine si può lanciare la prova che si vuole effettuare direttamente dal programma dedicato presente sul computer, eventualmente regolando i parametri per il controllo e la durata della stessa.

4. PIANO PROVE

In questo capitolo si descriverà il piano prove seguito durante l'indagine condotta per verificare la resistenza alle vibrazioni dell'assieme EPB SiC-M sia con bracket in versione standard di produzione, sia con bracket con modifiche prototipali.

Infatti lo scopo del test plan seguito durante la campagna di prove di vibrazione è innanzitutto quello di valutare la resistenza a vari profili di vibrazione dell'assieme bracket/MGU e successivamente di fornire evidenze sperimentali utili alla validazione di possibili modifiche prototipali sul bracket che aiutino a migliorare il comportamento del complessivo sotto tale aspetto. Per questo il piano prove analizzato in questa trattazione può essere diviso in due parti successive: test su bracket standard e test su bracket con modifiche prototipali.

È importante sottolineare ancora una volta come la campagna di test che costituisce l'oggetto della presente Tesi sia riferita ad un unico progetto di uno specifico cliente, infatti i piani prove per la valutazione della resistenza alle vibrazioni ed i relativi risultati potrebbero differire per progetti diversi.

4.1 Piano prove su bracket standard

Per quanto riguarda la prima fase del test plan, essa prevede una serie di test di vibrazione su bracket standard di produzione secondo diversi profili di eccitazione (intesi come distribuzione delle accelerazioni in funzione della frequenza) definiti dal cliente, dalla Normativa Interna Continental e dalla normativa ISO 16750-3:2012 (E) [1]. Inoltre si prevede di valutare la resistenza alle vibrazioni anche su bracket condizionati tramite Thermal Shock + Thermal Humidity Cycle in modo da testare anche l'impatto di un invecchiamento artificiale sulla resistenza del componente. Di conseguenza la prima parte del piano prove su bracket standard è stata formulata come indicato in Tabella 4.1 (la durata delle prove è normalizzata rispetto ad un'unità di tempo "T" presa come riferimento).

Stato	Test	Durata
Nuovo	Customer endurance	7,5T
Invecchiato*	Customer endurance	7,5T
Nuovo	Vibration Test T10	7,5T
Invecchiato*	Vibration Test T10	7,5T
Nuovo	Random Vibration	2T
Invecchiato*	Random Vibration	2T

Tabella 4.1

* Invecchiato tramite Thermal Shock + Thermal Humidity Cycle

In questo modo si sono potute raccogliere informazioni circa la resistenza del bracket alle vibrazioni in diverse condizioni di eccitazione e del componente stesso. Questo ha permesso innanzitutto di determinare quale dei tre profili di eccitazione utilizzati fosse il più gravoso per il complessivo in prova e successivamente, tramite l'osservazione delle tipologie di rottura ottenute, di definire possibili modifiche prototipali che potessero aumentare la vita a vibrazione dello stesso.

4.1.1 Profili dei test di vibrazione

Per questa prima parte di test sono stati utilizzati tre diversi profili di prova che differiscono nell'applicazione di vibrazioni di tipo sinusoidale in termini di accelerazione e frequenza. Il primo è quello definito nella Normativa Interna Continental come Vibration Test T10 e descritto in precedenza nel Paragrafo 2.3.2, ovvero ad una frequenza costante di 20Hz ed un'accelerazione anch'essa costante di 18g. La normativa specifica una durata in cicli che corrisponde a circa 3,5T, ma nelle prove eseguite si è deciso di portare la durata a 7,5T per renderla comparabile alle altre prove eseguite.

Il secondo profilo è quello individuato dal cliente e descritto dalle figure sottostanti.

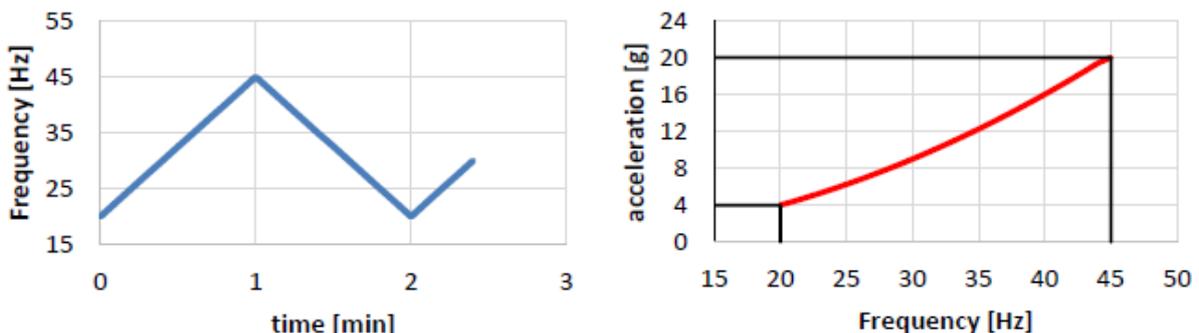


Figura 4.1, 4.2 - Profilo Customer endurance

Come si può vedere esso consiste in un profilo di tipo swept sine che va da 4g e 20Hz fino ad arrivare a 20g e 45Hz, questo campo viene coperto ripetutamente in salita ed in discesa in un tempo che per entrambe è pari a 60 secondi. La durata stabilita dal cliente è di 7,5T.

Infine il terzo profilo è quello definito dalla normativa ISO 16750-3:2012 (E) per le masse non sospese e che prevede un test di tipo randomico con un Power Spectral Density definito come segue:

Frequenza [Hz]	PSD $[(m/s^2)^2/Hz]$
20	200
40	200
300	0,5
800	0,5
1000	3
2000	3

Tabella 4.2

La normativa definisce anche il valore di r.m.s. dell'accelerazione, pari a $107,33 m/s^2$. Inoltre essa specifica che il profilo di prova non copre frequenze al di sotto dei 20Hz in quanto in questo range si possono verificare cicli di vibrazione con ampiezze elevate e che perciò devono essere analizzate separatamente. Infatti è utile notare che anche negli altri test effettuati non si scende mai al di sotto di tale soglia di frequenza.

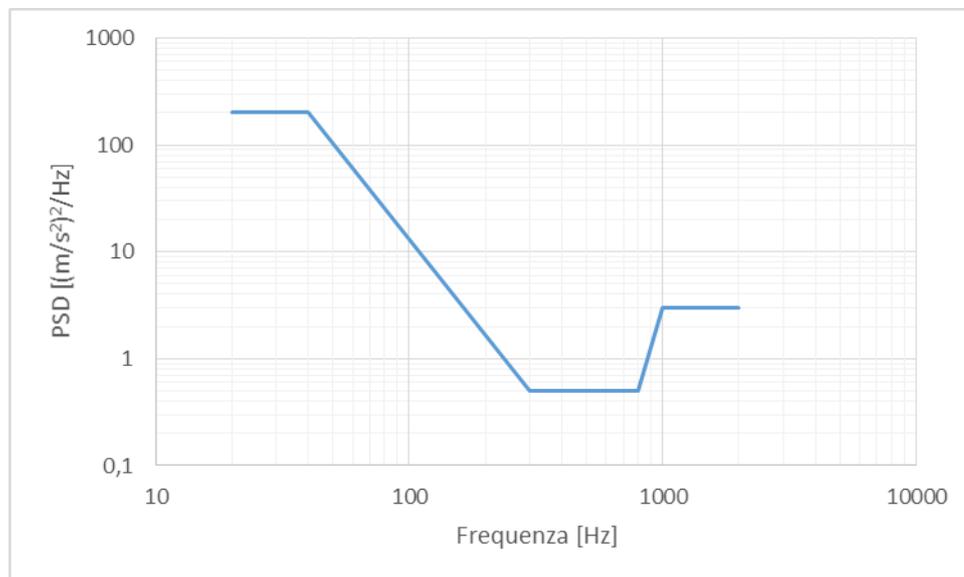


Figura 4.3 - Profilo Random Vibration

Nella normativa viene indicata una baseline in termini di durata di T ma nella campagna di test analizzata si è utilizzata una durata del test di 2T eventualmente estesa a 5,5T.

4.2 Piano prove su bracket prototipali

La seconda fase del test plan invece prevede, una volta definito in sede di progettazione un set di possibili modifiche prototipali, di testare bracket che presentino una di esse secondo la procedura ritenuta più severa per il complessivo. I test vengono successivamente ripetuti anche su componenti

invecchiati per valutare l'effetto del condizionamento sulle modifiche prototipali. In particolare per i componenti nuovi si è deciso di estendere il test a 5,5T per almeno un campione per ogni possibile modifica in modo da osservare il requisito posto dalla normativa ISO 16750-3:2012 (E).

Modifica interferenza	Stato	Test	Durata
Snap fit A	Nuovo	Random Vibration	5,5T
Snap fit B	Nuovo	Random Vibration	5,5T
Baionetta C	Nuovo	Random Vibration	5,5T
Baionetta D	Nuovo	Random Vibration	5,5T
Snap fit A	Invecchiato*	Random Vibration	2T
Snap fit B	Invecchiato*	Random Vibration	2T
Baionetta C	Invecchiato*	Random Vibration	2T
Baionetta D	Invecchiato*	Random Vibration	2T

Tabella 4.3

* Invecchiato tramite Thermal Shock + Thermal Humidity Cycle

In questo modo si sono potuti indagare gli effetti delle modifiche prototipali sulla resistenza alle vibrazioni sia a nuovo che con componenti invecchiati per valutare poi una eventuale introduzione di una o più di esse nella produzione di serie.

4.2.1 Modifiche prototipali testate

Le modifiche prototipali definite in sede di design sono state progettate con lo scopo principale di aumentare l'interferenza di accoppiamento nelle zone di fissaggio dell'attuatore al bracket maggiormente critiche, ovvero lo snap fit e la baionetta. Infatti l'obiettivo principale è stato quello di ridurre il più possibile il gioco tra attuatore e bracket durante la prova in modo da minimizzare il danneggiamento progressivo dato dal movimento relativo tra essi causato dalle vibrazioni.

In particolare, per quanto riguarda lo snap fit, si è voluto aumentare il precarico dato dal fixed stop tramite un aumento dell'altezza dello stesso; in questo modo la presa dei denti della baionetta dell'MGU sul bracket risulta maggiore ed il fissaggio risulta più resistente. Per questo tipo di modifica sono stati definiti due diversi aumenti di interferenza che in questa trattazione verranno denominati Snap fit A e Snap fit B con un aumento di interferenza maggiore per la modifica di tipo B.

Per la modifica della baionetta invece si è voluto aumentare l'interferenza radiale tra gli slot presenti sul bracket ed i relativi denti dell'attuatore in modo da minimizzare lo scorrimento relativo tra le parti durante le prove di vibrazione. Per fare ciò si è dunque ridotta la larghezza degli slot stessi tramite un aumento del diametro interno dell'attacco a baionetta del bracket. Anche in questo caso le modifiche proposte sono due che verranno di seguito indicate come Baionetta C e Baionetta D con un aumento di interferenza maggiore per la modifica di tipo D.

4.3 Test di montaggio

Un ulteriore aspetto che è stato necessario valutare per la verifica delle modifiche prototipali è quello della coppia richiesta in fase di montaggio per agganciare correttamente l'attuatore al bracket. Infatti, nell'ottica di una futura implementazione in linea di produzione, si è voluto testare l'eventuale aumento della spinta richiesta durante la fase di ingaggio derivante dall'aumento dell'interferenza introdotto con la modifica prototipale.

Per fare ciò ci si è serviti di un'attrezzatura specifica opportunamente sagomata che poggia sulla cover dell'attuatore e viene fissata ad esso tramite nove viti che vanno a premere sull'housing. L'estremità in corrispondenza della sezione della cover all'interno della quale scorre la vite è esagonale in modo da poter essere ruotata tramite una opportuna chiave.

Il test infatti viene eseguito mediante una chiave dinamometrica, con un opportuno inserto, tramite la quale, una volta appoggiato l'MGU sul bracket facendo entrare i denti dell'attacco a baionetta nei relativi slot, lo si fa ruotare fino ad agganciarlo correttamente assicurandosi che lo snap fit sia entrato nella sua sede. Durante il test viene dunque misurata la coppia massima raggiunta che rappresenta la coppia di ingaggio richiesta durante l'installazione.

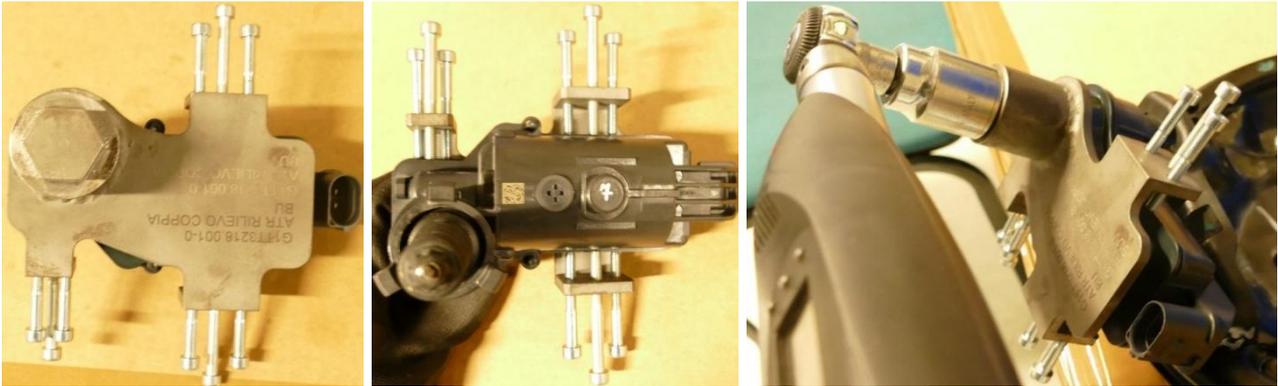


Figura 4.4, 4.5, 4.6 - Setup ed esecuzione del test di montaggio

5. RISULTATI

In questo capitolo verranno presentati i risultati dei test effettuati in termini di esito finale (rottura o meno dell'assieme) e condizioni dei componenti alla fine di ogni prova. In questo modo verranno evidenziati prima l'effetto dei diversi profili di vibrazione applicati e dello stato dei componenti (nuovi o condizionati) e successivamente quello delle modifiche prototipali applicate. Infine si procederà ad un confronto tra i risultati ottenuti con i diversi tipi di prototipi per valutare quale possa essere la soluzione ottimale in vista di un'eventuale implementazione nella produzione di serie.

Inoltre verranno qui presentati i risultati del test di montaggio per la valutazione della coppia di ingaggio richiesta dalle diverse configurazioni.

5.1 Test di montaggio

Per quanto riguarda la prova di montaggio dell'attuatore sul bracket i risultati ottenuti sono presentati in Tabella 5.1. Con "Mano" si intende il lato di installazione a bordo veicolo:

- RH: Right Hand – lato destro;
- LH: Left Hand – lato sinistro.

Si può notare come, rispetto al bracket standard, la coppia di ingaggio richiesta vari relativamente poco per bracket con modifica della baionetta sia con un aumento di interferenza C che con un aumento D; con incrementi poco al di sopra del 10%, fatta eccezione per l'ultimo campione che mostra un incremento della coppia pari al 29%. Invece aumentando l'interferenza sullo snap fit la coppia richiesta aumenta del 30-40% per una modifica di tipo A e fino a circa il 100% per una modifica B.

Campione	Mano	Coppia [Nm]
Standard	LH	X
Aum. Int. Snap fit A	RH	+30%
Aum. Int. Snap fit A	LH	+44%
Aum. Int. Snap fit B	RH	+94%
Aum. Int. Snap fit B	LH	+106%
Aum. Int. Baionetta C	RH	-14%
Aum. Int. Baionetta C	LH	+13%
Aum. Int. Baionetta D	RH	+12%
Aum. Int. Baionetta D	LH	+29%

Tabella 5.1

Nell'eventualità di un implementazione sulla produzione di serie bisognerà dunque tenere conto di questi dati in modo da andare a modificare opportunamente i parametri dei macchinari preposti ad effettuare l'operazione di ingaggio, in particolare la forza esercitata sull'attuatore per una corretta installazione.

5.2 Test bracket standard

Nella tabella seguente è presentato il riassunto dei test condotti su bracket standard con i diversi profili di vibrazione. Come si può notare, la durata dei complessivi sottoposti a Random Vibration è nettamente inferiore rispetto a quella per le alte prove di vibrazione. Proprio da questo infatti è emersa la necessità di apportare delle modifiche prototipali al bracket per rispettare i requisiti richiesti dalla prova e migliorare il comportamento dei complessivi sottoposti a vibrazione.

Test ID	Mano	Stato	Test	Risultato	Durata Test	% completata
STD_1	RH	Invecchiato*	Customer endurance	ROTTURA	7,5T	83%
STD_2	RH	Nuovo	Customer endurance	OK	7,5T	100%
STD_3	RH	Nuovo	Customer endurance	OK	7,5T	100%
STD_4	LH	Nuovo	Customer endurance	OK	7,5T	100%
STD_5	LH	Nuovo	Customer endurance	OK	7,5T	100%
STD_6	RH	Invecchiato*	Vibration Test T10**	OK	7,5T	100%
STD_7	LH	Invecchiato*	Customer endurance	ROTTURA	7,5T	75%
STD_8	LH	Invecchiato*	Vibration Test T10**	OK	7,5T	100%
STD_9	LH	Invecchiato*	Random Vibration	ROTTURA	2T	25%
STD_10	LH	Nuovo	Random Vibration	ROTTURA	2T	25%
STD_11	LH	Invecchiato*	Random Vibration	ROTTURA	2T	19%
STD_12	RH	Invecchiato*	Random Vibration	ROTTURA	2T	19%

* Invecchiato tramite Thermal Shock + Thermal Humidity Cycle

** Estesa a 60h

5.2.1 Customer endurance, componenti nuovi

Nei test eseguiti con il profilo di vibrazione definito dal cliente e con componenti nuovi non si sono riscontrate rotture al termine della prova in nessuno dei quattro complessivi testati. Infatti, come si può notare dalle foto seguenti, al completamento dei 7,5T di prova l'attuatore era ancora correttamente fissato sul bracket e non presentava danneggiamenti che ne potessero in alcun modo

compromettere il corretto funzionamento. Tuttavia, una volta smontato l'MGU dal bracket, si è riscontrato, su ogni campione, un lieve danneggiamento sul dente dello snap fit dell'attuatore. Questo è dovuto ad un principio di movimento relativo tra i due componenti nella zona dello snap fit causato probabilmente da un'interferenza troppo ridotta esercitata dal dente che costituisce il fixed stop. Infatti un precarico non sufficientemente elevato impresso all'MGU rispetto al bracket causa, con il procedere del test, un gioco tra i due componenti e di conseguenza un movimento relativo che ne causa il danneggiamento. Per quanto riguarda il bracket invece non sono stati riscontrati danneggiamenti nelle zone di fissaggio dell'attuatore.



Test ID: STD_2



Test ID: STD_3



Test ID: STD_4

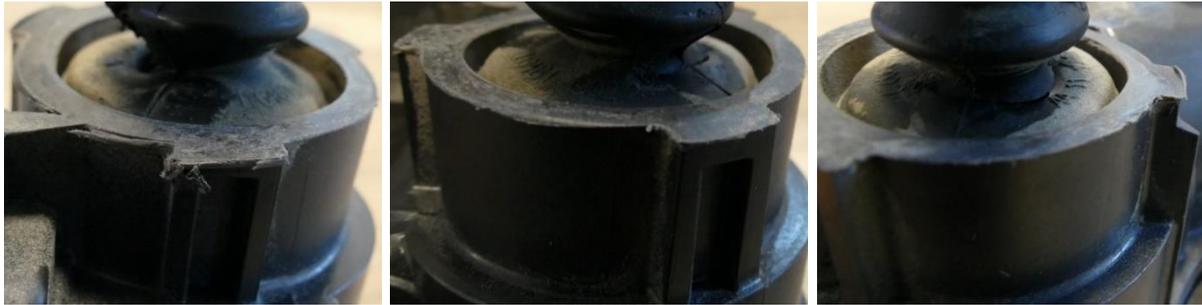


Test ID: STD_5

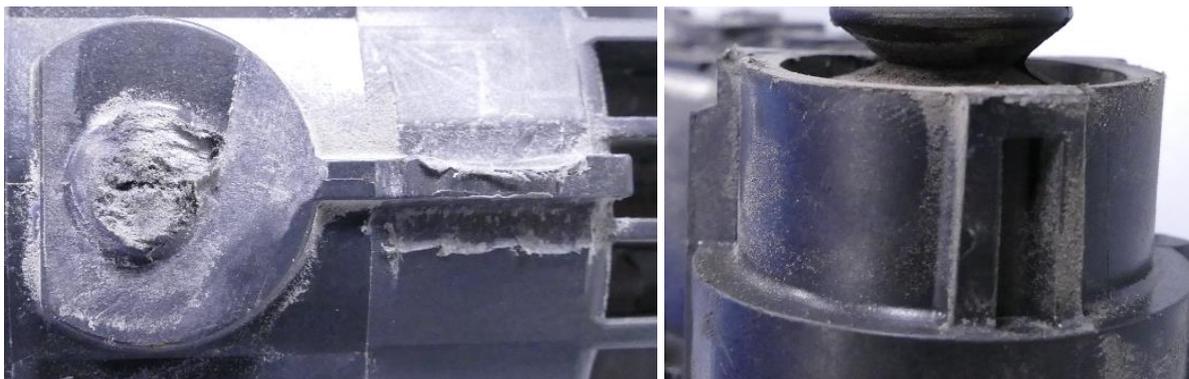
5.2.2 Customer endurance, componenti invecchiati

Con lo stesso profilo di prova questa volta applicato a componenti condizionati, ovvero sottoposti ai processi di Thermal Shock e Thermal Humidity Cycle descritti nel paragrafo 2.3.1, i complessivi non hanno completato i 7,5T di prova. Infatti si sono verificate delle rotture nei campioni all'83% (Test ID: STD_1) e al 75% (Test ID: STD_7) della durata prevista, che hanno determinato il distacco dell'attuatore dal bracket.

Anche in questo caso si può notare un danneggiamento nella zona del dente dello snap fit dell'MGU ed in particolare sono evidenti i segni lasciati appena sotto il dente dal fixed stop del bracket. Questo conferma il fatto che la causa delle rotture sia il precarico insufficiente tra le parti che comporta, durante la prova, un movimento relativo che si amplifica con il procedere del test fino alla rottura dei denti della baionetta e del lock pin. Inoltre questo gioco relativo tra le parti viene incrementato dal fatto che esse sono condizionate e dunque sono meno resistenti e più deformabili, ragione per cui in questo caso si arriva alla rottura mentre con parti nuove no. Anche in questo caso il bracket, pur avendo subito il processo di invecchiamento, non presenta segni di danneggiamento nelle zone di fissaggio più sollecitate.



Test ID: STD_1

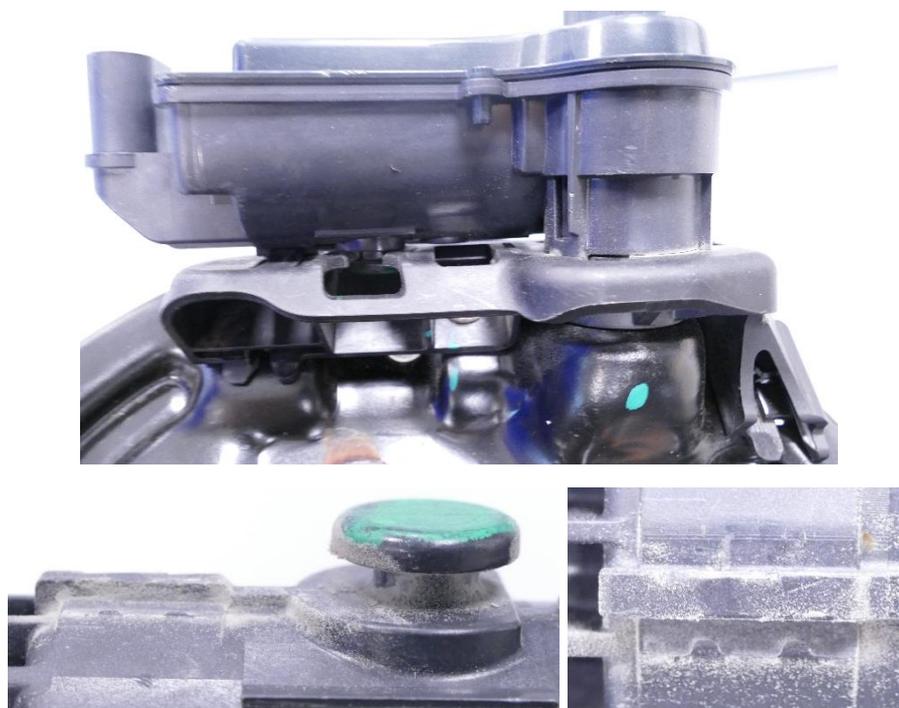




Test ID: STD_7

5.2.3 Vibration Test T10, componenti invecchiati

Con la procedura indicata nella Normativa Interna Continental non si sono verificate rotture anche con componenti invecchiati. Infatti, come si può vedere nelle foto seguenti, al termine dei 7,5T di prova in entrambi i campioni l'attuatore era ancora correttamente fissato sul bracket come richiesto nell'installazione a bordo veicolo. Anche in questo caso si nota un danneggiamento nella zona dello snap fit anche se molto lieve rispetto a quello provocato dalla prova definita dal cliente a parità di condizionamento delle parti. La polvere bianca che si può notare nelle foto, in particolare sullo snap fit e nella zona della baionetta, è dovuta anch'essa al movimento relativo tra gli elementi dell'assieme e può indicare un principio di erosione degli elementi di fissaggio dell'attuatore che se protratto a lungo può portare a rottura.



Test ID: STD_6



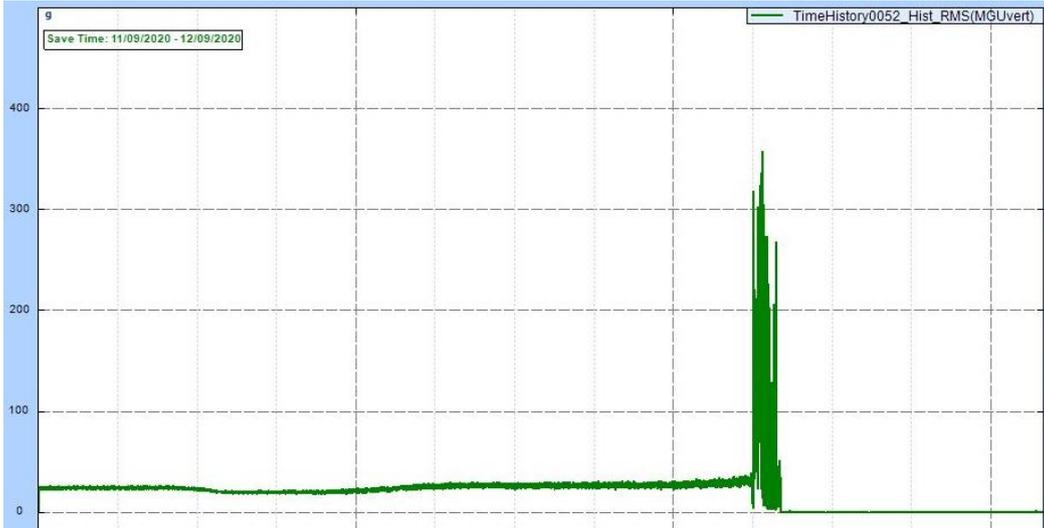
Test ID: STD_8

5.2.4 Random Vibration, componenti nuovi

Per quanto riguarda il profilo Random Vibration, è stato condotto un solo test con componenti nuovi. Il complessivo in prova ha raggiunto la rottura dopo solo il 25% dei 2T previsti, quindi un tempo molto inferiore a quello richiesto dal requisito sia dalla baseline definita dalla normativa (T) che da quella definita per la campagna di test presentata qui (2T). Inoltre la durata del campione si è rivelata notevolmente inferiore rispetto a quella raggiunta con gli altri profili di prova, il che evidenzia come questa procedura sia estremamente più severa nei confronti dei componenti.

Anche il danneggiamento superficiale prodotto sull'attuatore, specialmente nelle zone di fissaggio sul bracket, risulta molto più marcato ed evidente rispetto a quello osservabile nei componenti che avevano raggiunto la rottura con la procedura Customer endurance, benché questi ultimi fossero stati sottoposti ad invecchiamento. Tuttavia il meccanismo di rottura appare essere sempre lo stesso, ovvero una rottura innescata da un movimento relativo tra le parti causato da un precarico insufficiente impresso dal fixed stop del bracket. Anche in questo caso, nonostante un profilo di vibrazione estremamente più gravoso ed un maggiore danneggiamento dell'MGU, non si sono riscontrati segni di danneggiamento sulla superficie del bracket.

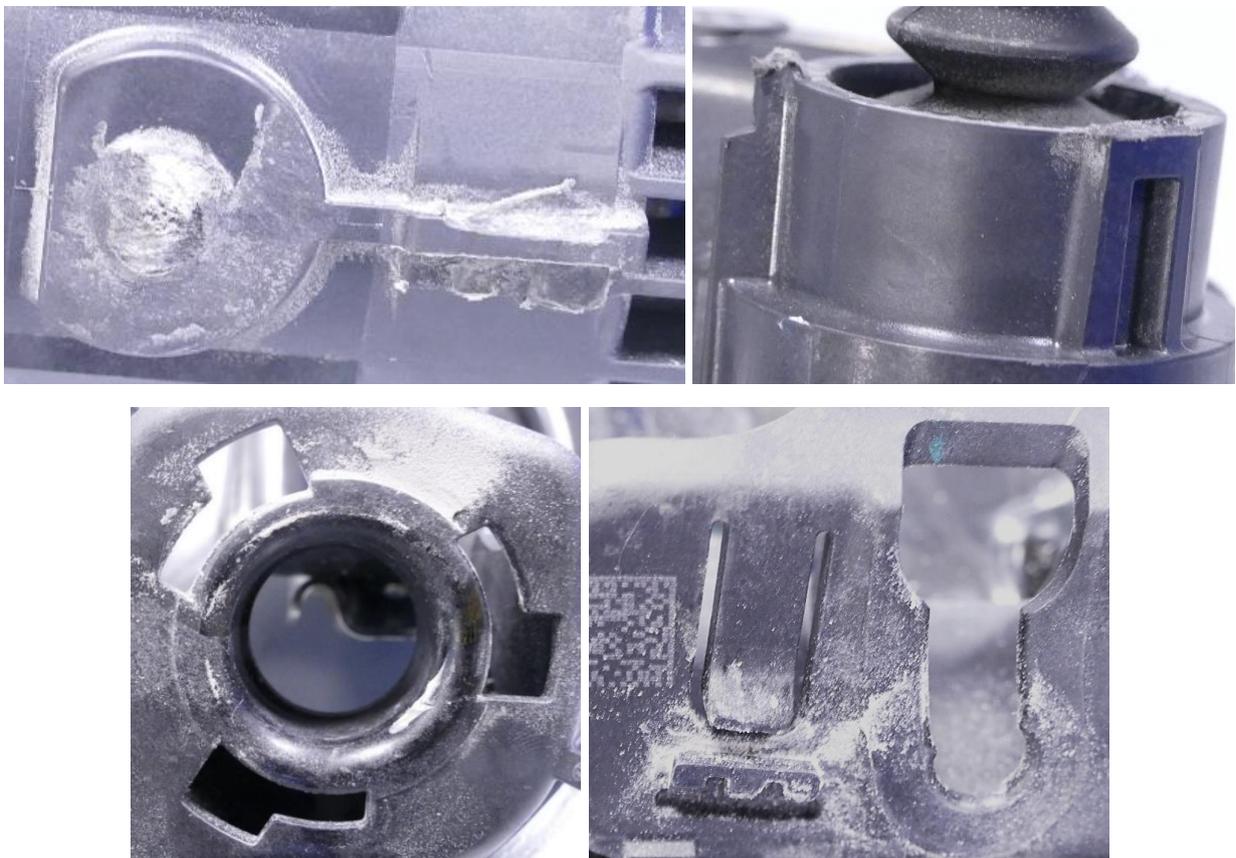
Un altro aspetto che è interessante notare deriva dalla time history del segnale dell'accelerometro posto sull'attuatore. Da essa infatti si può vedere come inizialmente l'accelerometro rilevi una certa accelerazione pressoché costante, dopodiché essa aumenta notevolmente ed in breve tempo si arriva alla rottura finale. Questo è dovuto probabilmente all'insorgere di un principio di danneggiamento che comporta un marcato aumento del gioco tra le parti con un conseguente movimento relativo che fa aumentare l'accelerazione subita dell'attuatore provocando così il distacco tra gli elementi dell'assieme.



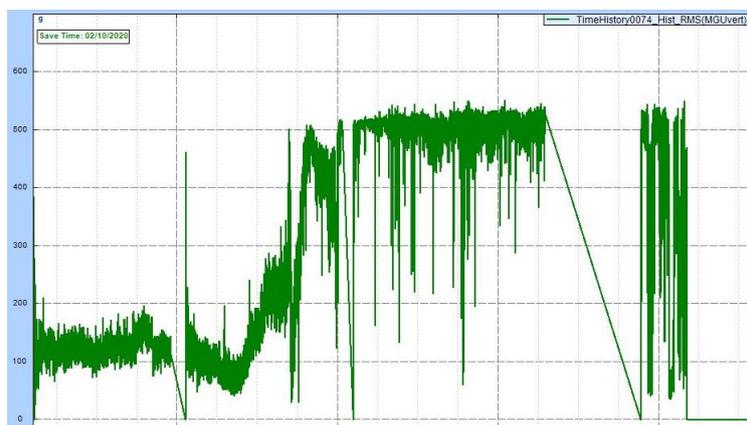
Test ID: STD_10

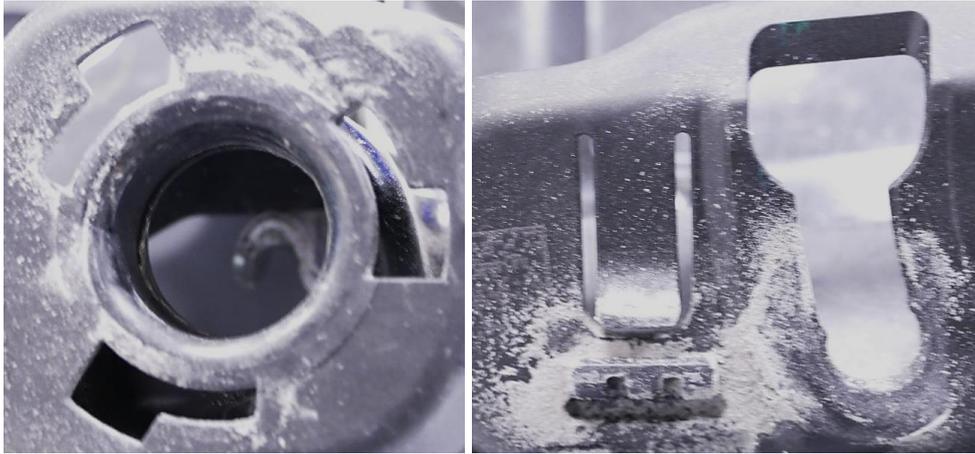
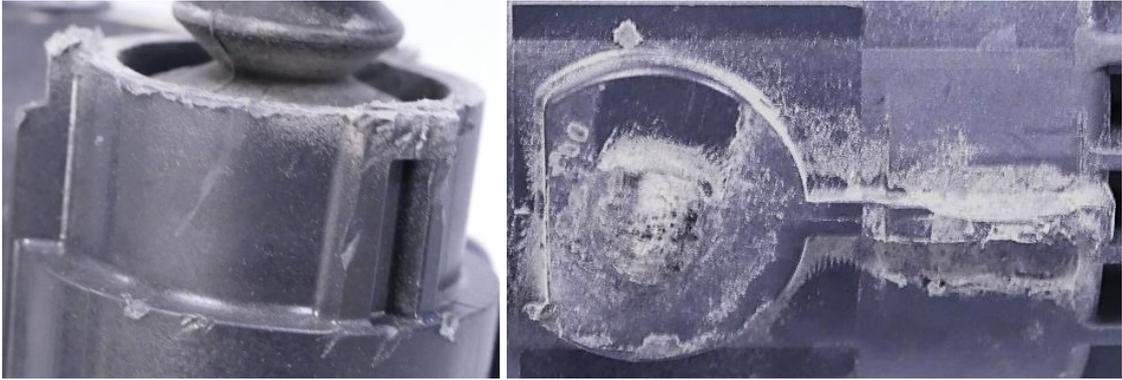
5.2.5 Random Vibration, componenti invecchiati

Per quanto riguarda i test di tipo Random Vibration condotti su complessivi con componenti invecchiati, le rotture si sono verificate dopo circa il 19÷25% dei 2T previsti. Dunque non vi è una differenza apprezzabile rispetto alla prova condotta con componenti nuovi, il che conferma il fatto che questo profilo di vibrazione sia estremamente gravoso nei confronti dell'assieme, tanto da rendere quasi ininfluyente il condizionamento delle parti. Infatti anche il meccanismo di rottura ed il danneggiamento dei componenti sono pressoché uguali al caso di complessivo non condizionato. Tuttavia si può notare una differenza nelle accelerazioni rilevate dall'accelerometro posto sull'attuatore (Test ID: STD_11), infatti in questo caso esse aumentano molto prima in termini di tempo e raggiungono picchi più alti. Ciò significa che il movimento relativo tra le parti comincia prima nel corso del test ed è più ampio e perciò l'MGU subisce accelerazioni maggiori che ne accelerano il danneggiamento.

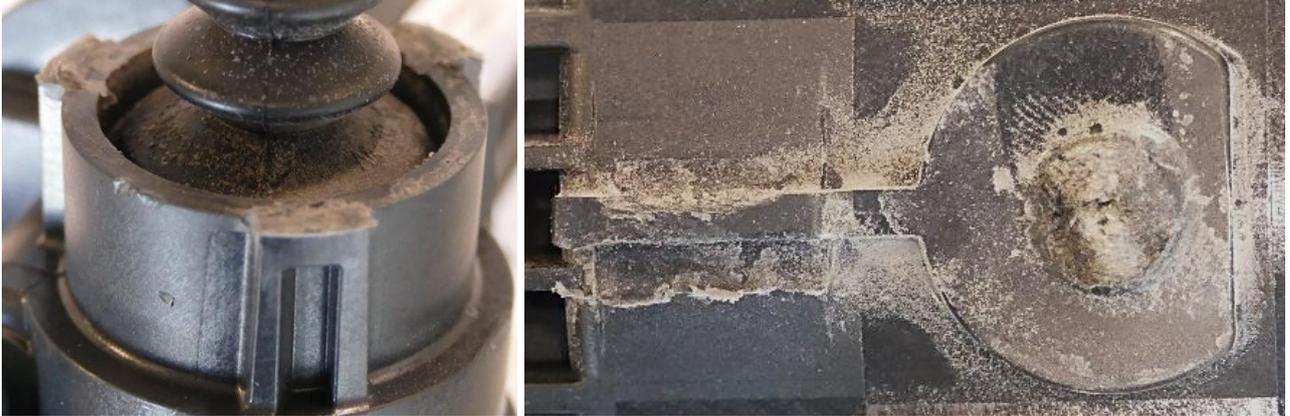


Test ID: STD_9





Test ID: STD_11



Test ID: STD_12

5.3 Test bracket modificati

Nella tabella seguente sono presentati i risultati delle prove condotte su complessivi con bracket prototipali con un profilo di vibrazione di tipo Random Vibration. Come si può notare, la durata dei campioni sottoposti a questo tipo di test è aumentata notevolmente grazie alle modifiche apportate al bracket indipendentemente dal tipo di modifica introdotta. Infatti con componenti nuovi tutti i complessivi hanno raggiunto la durata richiesta dalla baseline definita per questa campagna di test (2T), mentre tra i campioni per cui si è deciso di estendere la prova a 5,5T si è verificata solamente una rottura al 63% della prova (su complessivo con modifica della baionetta di tipo D). Con componenti invecchiati invece non si è mai raggiunta la baseline di 2T, ma la durata dei componenti è comunque aumentata rispetto al caso di complessivi con bracket standard, almeno per bracket con interferenza aumentata sulla baionetta.

Dunque si può giudicare come positiva l'introduzione delle modifiche prototipali sia dello snap fit che della baionetta in quanto permette di aumentare la resistenza dei complessivi al profilo di vibrazione maggiormente gravoso sia con componenti nuovi che invecchiati.

Test ID	Mano	Modifica interferenza	Stato	Risultato	Durata Test	% completata
B_1	RH	Snap fit B	Nuovo	OK	5,5T	100%
A_1	RH	Snap fit A	Nuovo	OK	5,5T	100%
B_2	LH	Snap fit B	Nuovo	OK	2T	100%
A_2	LH	Snap fit A	Nuovo	OK	2T	100%
C_1	RH	Baionetta C	Nuovo	OK	5,5T	100%
D_1	RH	Baionetta D	Nuovo	ROTTURA	5,5T	63%
C_2	LH	Baionetta C	Nuovo	OK	2T	100%
D_2	LH	Baionetta D	Nuovo	OK	2T	100%
D_3	RH	Baionetta D	Invecchiato*	ROTTURA	2T	88%
C_3	RH	Baionetta C	Invecchiato*	ROTTURA	2T	69%
A_3	RH	Snap fit A	Invecchiato*	ROTTURA	2T	19%
B_3	RH	Snap fit B	Invecchiato*	ROTTURA	2T	19%
C_4	LH	Baionetta C	Invecchiato*	ROTTURA	2T	56%

* Invecchiato tramite Thermal Shock + Thermal Humidity Cycle

5.3.1 Snap fit modificato, componenti nuovi

Come si può vedere dalle foto riportate in seguito, al termine dei test condotti su complessivi con snap fit modificato e componenti nuovi non sono state riscontrate rotture anche per i campioni che hanno subito test di durata estesa a 5,5T. Infatti, una volta completate le prove, in essi l'attuatore era ancora correttamente fissato sul bracket senza danneggiamenti o spostamenti delle parti che ne potessero compromettere il corretto funzionamento.

Anche in questo caso tuttavia, dopo aver rimosso l'MGU, si è potuto notare un lieve danneggiamento nella zona dello snap fit che, sia nel caso di test da 2T che nel caso di test da 5,5T, appare più marcato per gli attuatori montati su bracket con aumento dell'interferenza minore, ovvero con modifica dello snap fit di tipo A.

Dunque le modifiche apportate allo snap fit del bracket si sono dimostrate efficaci in quanto hanno permesso di ridurre il gioco tra le parti e quindi il movimento relativo tra esse rallentando così

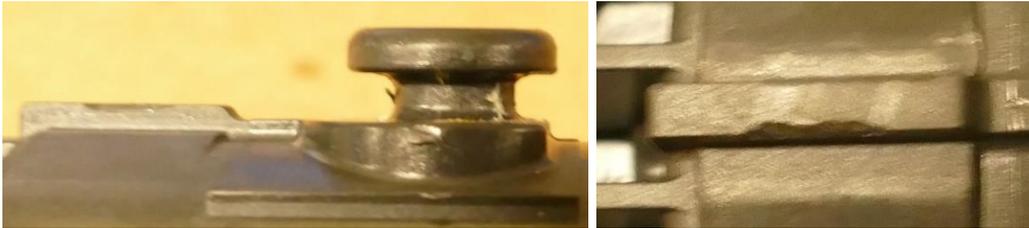
notevolmente i meccanismi di danneggiamento che in precedenza provocavano la rottura dopo poche ore di prova.



Test ID: B_1 – Durata: 5,5T



Test ID: A_1 – Durata: 5,5T



Test ID: B_2 – Durata: 2T



Test ID: A_2 – Durata: 2T

5.3.2 Baionetta modificata, componenti nuovi

Nei campioni con aumento di interferenza sulla baionetta del bracket e componenti nuovi non si sono riscontrate rotture al termine dei 2T di prova che definiscono la baseline. Tuttavia, tra i due complessivi per i quali la prova è stata estesa, si è verificata una rottura al 63% dei 5,5T, in particolare sul campione con bracket modificato con aumento di interferenza sulla baionetta di tipo D.

Nei complessivi che hanno completato la prova, sia quella normale che quella estesa, si sono riscontrati solamente i segni di danneggiamento intorno al dente dello snap fit dell'attuatore mentre a livello di assieme non sono stati evidenziati ulteriori deformazioni o spostamenti che potessero influire sul corretto funzionamento. I segni rilevati sullo snap fit sono molto simili tra campioni con baionetta modificata, indipendentemente dal tipo di prototipo, mentre risultano più marcati ed evidenti rispetto a quelli presenti sugli attuatori montati su bracket con snap fit modificato, ovviamente a parità di durata della prova. Ciò significa che la modifica della baionetta, per qualsiasi aumento di interferenza introdotto, è meno efficace rispetto a quella dello snap fit in quanto è in grado di inibire in maniera meno incisiva il movimento relativo tra le parti permettendo così al meccanismo di danneggiamento di progredire più velocemente.

Per quanto riguarda il campione che è giunto a rottura (Test ID: D_1) si può notare come, dopo 2T, le zone di fissaggio sul bracket fossero ancora intatte e prive di segni di usura evidenti. Al termine della prova invece si sono rilevati i consueti segni di usura che indicano il meccanismo di danneggiamento indicato in precedenza, ovvero un movimento relativo che si amplifica con il procedere del test causato da un precarico insufficiente impresso dal fixed stop. Infatti in questo caso l'aumento dell'interferenza sulla baionetta non è stato sufficiente a contrastare il gioco presente tra le parti nella zona dello snap fit, sebbene questo complessivo presentasse la modifica di tipo D, ovvero quella con interferenza maggiore nell'attacco a baionetta. In questo caso il progredire del danneggiamento è visibile anche sulla superficie interna dei denti della baionetta dell'attuatore che si sono staccati a seguito del raggiungimento delle condizioni di rottura. Infatti, a causa dell'aumentata interferenza rispetto alla superficie interna degli slot con cui sono a contatto, sono ben visibili i solchi generati dal movimento relativo prolungato tra l'attuatore e il bracket.

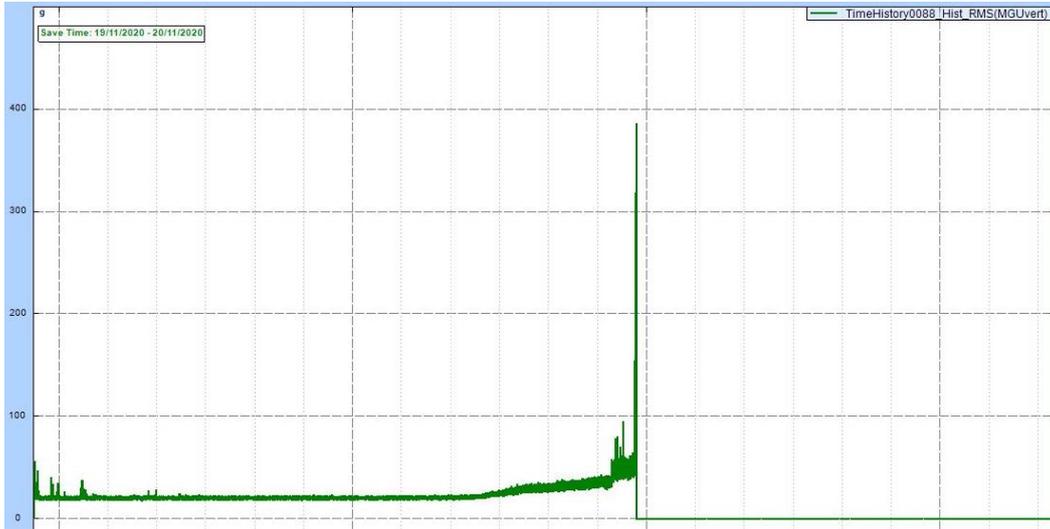
Un altro aspetto che è interessante notare deriva ancora dalla time history delle accelerazioni rilevate sull'MGU del complessivo appena descritto. Infatti essa è pressoché uguale a quella rilevata sul complessivo nuovo con bracket standard sottoposto a Random Vibration, segno che il meccanismo di danneggiamento è sempre lo stesso, ma la durata è notevolmente maggiore.

In conclusione, a prescindere dal confronto con i complessivi che presentano una modifica dello snap fit, anche questo tipo di prototipi si è dimostrato molto efficace nel migliorare la resistenza a vibrazione dell'assieme rispetto al bracket standard. Infatti, sia per i componenti con baionetta modificata di tipo C che di tipo D, è stata raggiunta la baseline di 2T senza danneggiamenti evidenti che compromettessero il funzionamento del sistema.

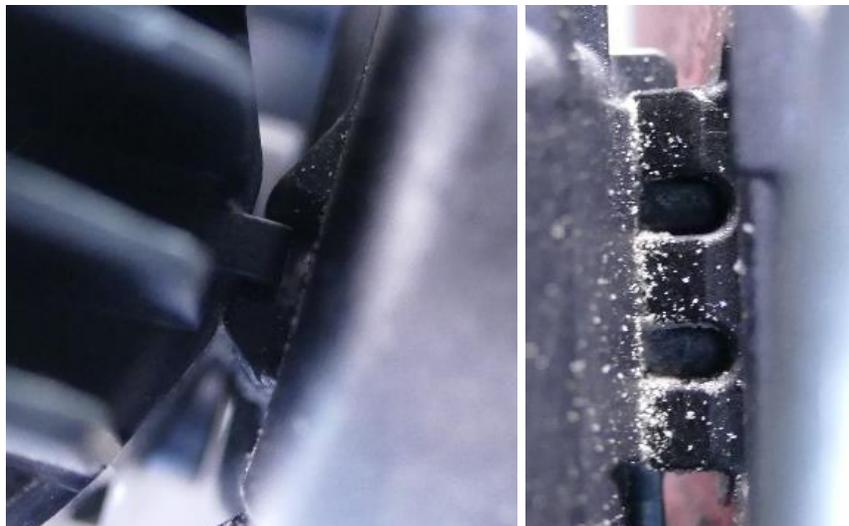
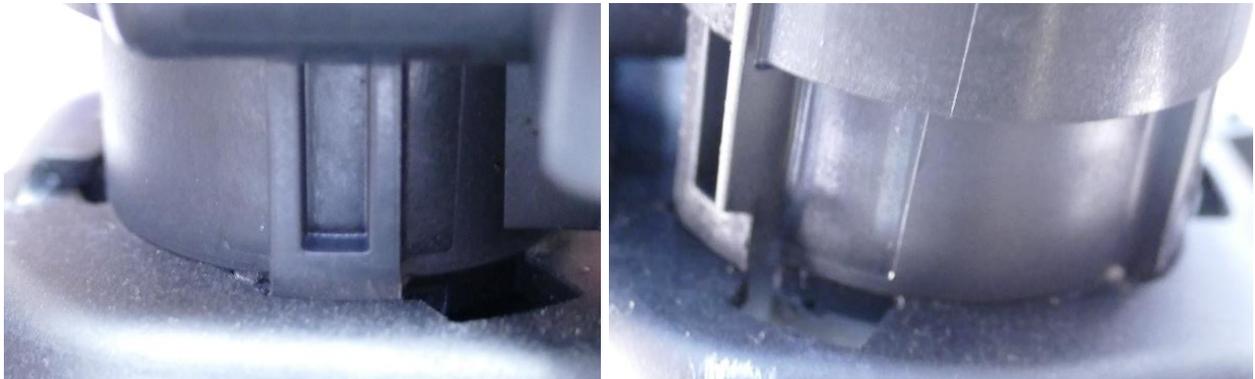


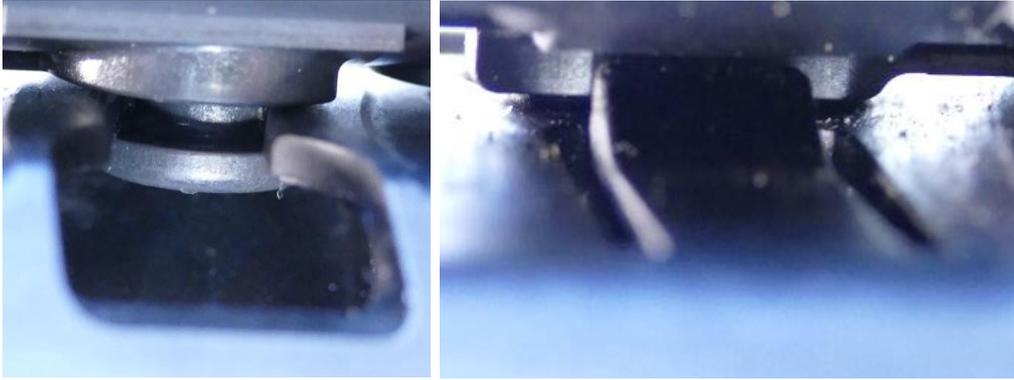


Test ID: C_1 – Durata: 5,5T



Test ID: D_1





Test ID: D_1 - Dopo 2T





Test ID: D_1 - Dopo rottura



Test ID: C_2 - Durata: 2T

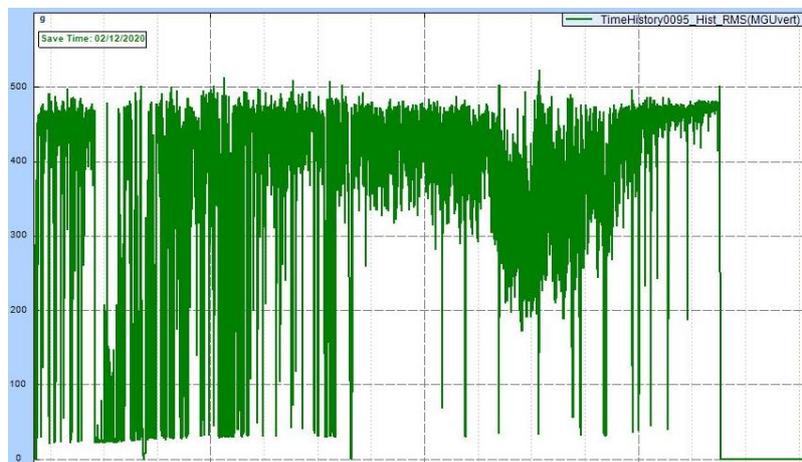


Test ID: D_2 - Durata: 2T

5.3.3 Snap fit modificato, componenti invecchiati

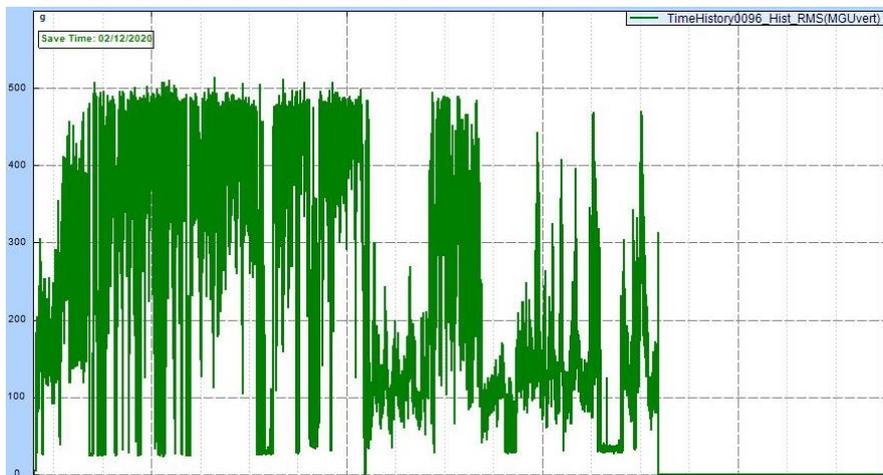
Nei complessivi con snap fit prototipale e condizionati tramite Thermal Shock e Thermal Humidity Cycle le rotture si sono verificate dopo solo il 19% dei 2T della baseline (seppur i due campioni presentassero modifiche prototipali con un diverso aumento di interferenza nella zona dello snap fit), non migliorando di fatto la resistenza rispetto ai campioni con bracket standard. Tuttavia, a differenza di questi ultimi, la rottura è stata causata dal distacco dell'inserto modificato, ovvero il fixed stop, fissato sul bracket in sede di realizzazione dei prototipi e perciò non costituente una parte integrante del bracket ricavato con i consueti metodi di produzione. Infatti gli altri segni di danneggiamento visibili nelle zone solitamente più interessate dai meccanismi di rottura sono solamente riconducibili ad una conseguenza del distacco tra i componenti. Ciò rende questi test tecnicamente non significativi e non confrontabili rispetto a quelli esaminati finora ma essi forniscono comunque indicazioni valide per quelle che potrebbero essere le scelte di introduzione delle modifiche prototipali nella produzione di serie. Infatti, nonostante il distacco dell'inserto modificato, si è raggiunta una durata pari a quella ottenuta con bracket standard, a parità di condizioni dei componenti.

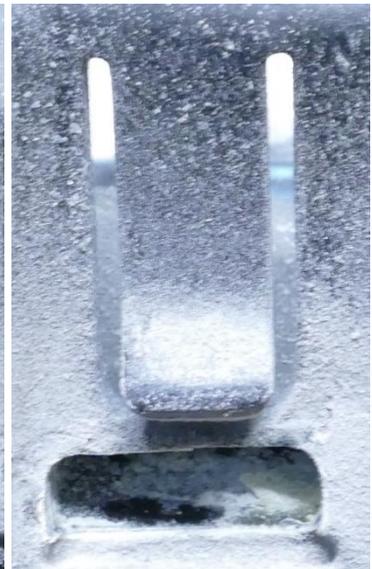
Altre indicazioni sul comportamento di questi complessivi sottoposti a vibrazione si possono trarre dal grafico delle accelerazioni rilevate sull'attuatore che in entrambi i casi mostrano accelerazioni molto elevate raggiunte sin dalle prime fasi di prova. Questo indica una perdita di interferenza nella zona dello snap fit in seguito al processo di invecchiamento in quanto la time history è simile a quella vista nei complessivi condizionati con bracket standard, mentre nei complessivi nuovi che presentano la stessa modifica non si riscontrava un tale aumento delle accelerazioni. Questa perdita di interferenza causa l'aumento del gioco e l'ampliamento del movimento relativo tra le parti, producendo così accelerazioni maggiori su di esse. Inoltre questo fenomeno è amplificato dal fatto che l'invecchiamento causa anche un indebolimento nella giunzione tra il bracket e l'inserto prototipale ed è perciò la causa principale del distacco di quest'ultimo durante la prova.





Test ID: A_3





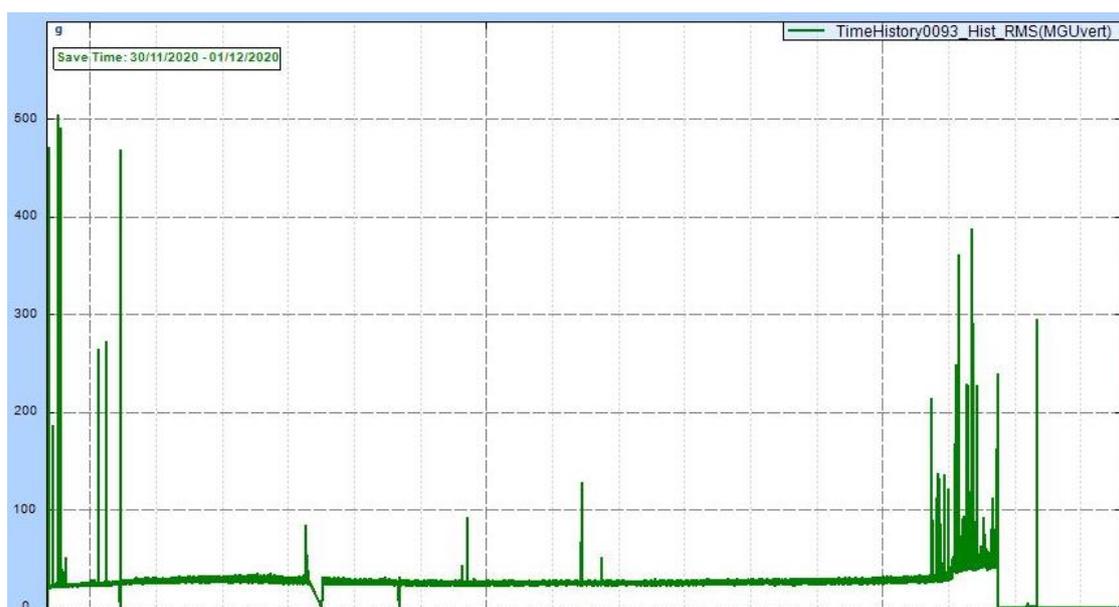
Test ID: B_3

5.3.4 Baionetta modificata, componenti invecchiati

Anche nei complessivi che presentavano una modifica della baionetta con componenti condizionati la baseline di 2T non è stata raggiunta a causa del distacco dell'inserto prototipale, che in questo caso è costituito da un tassello fissato nella zona interna della baionetta del bracket. Tuttavia, anche se teoricamente questi test non sarebbero confrontabili con quelli condotti in precedenza, si può affermare che l'aumento di interferenza negli slot della baionetta è risultato positivo in quanto ha permesso di aumentare la resistenza dell'assieme alle vibrazioni rispetto a complessivi con bracket standard sia nuovi che invecchiati. Infatti, con una modifica della baionetta di tipo C la durata dei complessivi al profilo di vibrazione applicato è stata di 69% e 56% dei 2T, mentre con una modifica di tipo D la durata raggiunta è stata dell'88%.

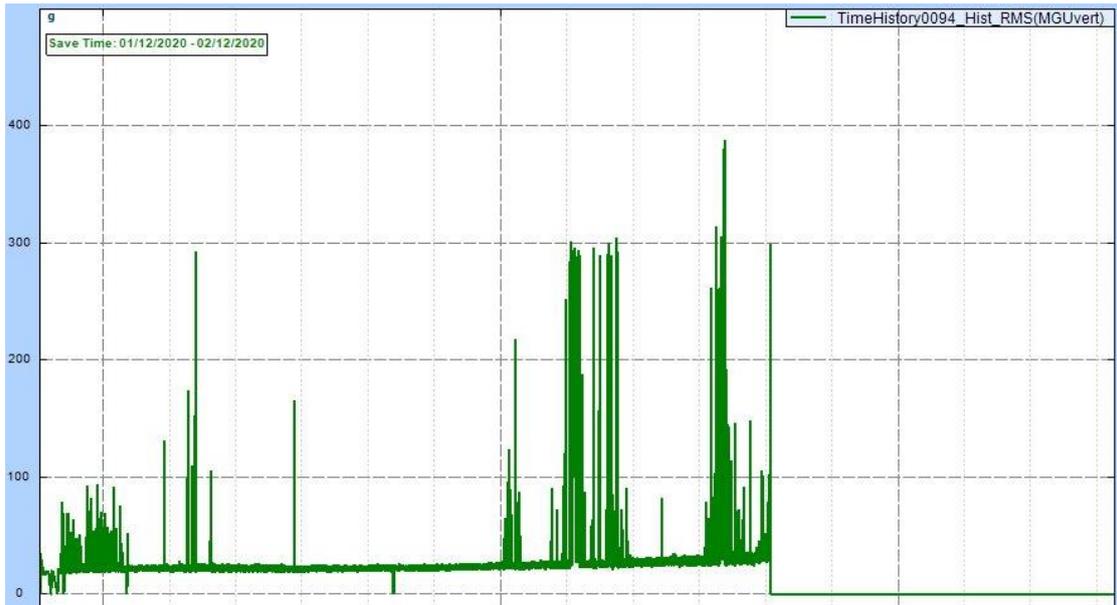
Dunque questo tipo di modifica è risultata efficace nell'inibire i meccanismi di danneggiamento che avrebbero portato alla rottura in quanto, a differenza delle modifiche sullo snap fit, in questo caso non si è verificata una perdita di interferenza nella parte prototipale del bracket. Ciò ha quindi permesso di limitare il gioco ed il movimento relativo tra le parti anche con componenti invecchiati e perciò meno resistenti e più deformabili. Tuttavia anche in questo caso il condizionamento ha comportato un indebolimento della giunzione tra bracket ed inserto prototipale che ha causato il distacco di quest'ultimo e di conseguenza il distacco tra attuatore e bracket. Infatti anche su questi campioni, i segni visibili nelle zone di fissaggio dell'MGU sono dovuti principalmente al fenomeno di rottura dell'assieme più che ad un vero e proprio meccanismo di danneggiamento come quello descritto nelle prove precedenti.

Anche il grafico delle accelerazioni rilevate sull'attuatore, come si può vedere dalle immagini seguenti, è più simile a quello visto nei complessivi con componenti nuovi e baionetta modificata che non a quelli visti per bracket standard e componenti invecchiati. Infatti anche qui si hanno inizialmente accelerazioni basse che però aumentano verso la fine del test, quando ormai il campione è prossimo alla rottura (o meglio al distacco dell'elemento modificato in questo caso). Ciò significa che, pur avendo un indebolimento nella giunzione tra bracket ed inserto prototipale, la modifica della baionetta è efficace nel contrastare la nascita di movimento relativo tra le parti ed inibire i meccanismi di danneggiamento che ne derivano.





Test ID: D_3





Test ID: C_3



Test ID: C_4

5.4 Riepilogo dei risultati

Il primo risultato ottenuto tramite la campagna di testing appena presentata, è sicuramente l'identificazione del profilo di vibrazione maggiormente dannoso e di conseguenza l'osservazione di una resistenza insufficiente dei campioni sottoposti ad essa indipendentemente dalle condizioni dei componenti. Questo è stato ottenuto grazie alla prima parte di test, condotti su complessivi con bracket standard, che hanno permesso di individuare nella prova Random Vibration il profilo di vibrazione più severo con una durata dei campioni in prova di circa il 20% dei 2T previsti sia con componenti nuovi che con componenti invecchiati. Quindi, vista la durata nettamente inferiore rispetto alla baseline prefissata per questa campagna di test, ci si è concentrati su questo tipo di prova nella seconda parte di essa.

Infatti, dopo aver definito il set di quattro modifiche prototipali del bracket, si sono sottoposti complessivi, sia nuovi che invecchiati, a Random Vibration per valutare l'effetto delle modifiche introdotte. I risultati ottenuti in questi test hanno permesso di evidenziare che l'introduzione delle modifiche prototipali è sicuramente vantaggiosa in quanto esse hanno permesso di aumentare la resistenza dei campioni. Infatti con componenti nuovi, la durata dei complessivi è arrivata a 5,5T per bracket con modifica di tipo A, B e C, mentre il complessivo che presentava un bracket con modifica dell'interferenza di tipo D ha raggiunto il 63% di questa durata.

Con componenti invecchiati invece non si è potuta valutare appieno l'efficacia di tali modifiche in quanto si è verificato il distacco degli inserti prototipali, sia snap fit che baionetta, che ha causato la rottura dei complessivi. Tuttavia si è potuta rilevare una perdita di interferenza nella zona dello snap fit, mentre per quanto riguarda la baionetta modificata essa non ha perso la maggiore interferenza introdotta con la modifica prototipale. Tutto ciò ha fatto sì che i complessivi con bracket prototipali di tipo C e D raggiungessero una durata rispettivamente del 56÷69% e 88% della baseline di 2T, mentre su quelli che presentavano modifiche di tipo A e B la rottura si è verificata dopo solo il 19%. Dunque i primi hanno sicuramente permesso di migliorare le performance dei complessivi invecchiati sottoposti a vibrazione, mentre i secondi non hanno comportato, pur con un indebolimento della giunzione tra bracket ed inserto prototipale, un peggioramento del comportamento rispetto ai complessivi con bracket standard.

Per quanto riguarda la prova di ingaggio invece si è registrato un aumento della coppia richiesta per il montaggio dell'ordine del 30÷40% per bracket con modifica di tipo A, del 100% circa per bracket di tipo B e del 10÷30% per bracket con baionetta modificata (sia per un aumento di interferenza C che D).

Considerando tutti questi fattori, l'introduzione del set di modifiche prototipali proposte risulta sicuramente efficace per il miglioramento della resistenza alle vibrazioni dei complessivi; queste potranno essere pertanto prese in considerazione per una futura implementazione nella produzione di serie. Questa tuttavia potrà avvenire solamente dopo aver verificato quale possa essere la soluzione migliore scegliendola tra quelle proposte oppure introducendone una che combini le diverse modifiche testate.

6. SEVERITA' DEI PROFILI DI VIBRAZIONE APPLICATI

Successivamente alla conduzione dei test riportati nel capitolo precedente si è voluto indagare la severità dei vari profili di vibrazione applicati tramite una metodologia basata sullo studio delle accelerazioni raggiunte durante la prova. La procedura utilizzata è stata adattata da quella presentata nella normativa ISO 16750-3:2012 (E) ed è esposta qui di seguito.

6.1 Metodologia d'indagine

Il metodo definito dalla normativa si basa essenzialmente su un approccio simile a quello per il calcolo del danneggiamento dovuto a processi di fatica. Esso dunque porta alla costruzione di una curva di Woehler di accelerazione, ovvero di un diagramma in scala doppio logaritmica con in ascissa il numero di cicli ed in ordinata l'accelerazione. La sua equazione è esattamente la stessa di quella classica di tensione:

$$N_i \cdot a_i^k = COST \rightarrow N_i \cdot a_i^k = N_D \cdot a_D^k$$

Dove a_i ed N_i sono rispettivamente il livello di accelerazione i -esimo ed il numero limite di cicli per tale livello definiti dalla curva di Woehler, mentre a_D ed N_D sono i parametri che definiscono il limite di fatica in termini di livello di accelerazione e di numero di cicli. I livelli, o classi, di accelerazione vengono definiti arbitrariamente in base al profilo caratteristico della prova. Ognuno di essi comprende un certo range di accelerazioni alle quali viene assegnato il valore centrale della classe corrispondente (per esempio se la classe è compresa tra 10g e 20g il valore assegnato alle accelerazioni che vi rientrano sarà 15g) in modo da discretizzare l'intero campo di accelerazioni.

Da qui si può ricavare il limite del numero di cicli per ogni livello di accelerazione come:

$$N_i = N_D \cdot \left(\frac{a_D}{a_i}\right)^k$$

Applicando la scala logaritmica in base 10, la curva definita dall'equazione precedente si trasforma in una retta con pendenza pari a k rappresentata dalla seguente equazione:

$$\log_{10}(N_i \cdot a_i^k) = COST \rightarrow \log_{10}N_i + \log_{10}a_i^k = COST \rightarrow \log_{10}N_i + k \cdot \log_{10}a_i = COST$$

Nella normativa viene imposto l'utilizzo della curva di Woehler con modifica di Haibach, ovvero una curva modificata in modo da considerare anche il contributo al danneggiamento dei livelli di accelerazione al di sotto del limite di fatica. Questa modifica consiste nell'utilizzare, per livelli di accelerazione al di sotto del limite di fatica, un esponente pari a $2k-1$; in questo modo la pendenza della retta sul diagramma doppio logaritmico diminuisce e ciò significa che il danneggiamento procurato dai livelli di accelerazione più bassi è minore ma comunque viene preso in considerazione.

Il danneggiamento viene successivamente calcolato tramite l'ipotesi di Miner:

$$s_i = \frac{n_i}{N_i}$$

dove s_i è il danneggiamento procurato dal singolo livello di accelerazione ed è calcolato come rapporto tra il numero di cicli occorsi a tale livello (n_i), stimato per l'intera durata della prova, ed il numero limite di cicli per lo stesso livello (N_i) definito dalla curva di Woehler.

Infine si può calcolare il danneggiamento totale come somma dei danneggiamenti dei singoli livelli di accelerazione:

$$S = \sum_{i=1}^n s_i \rightarrow S = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i}$$

Secondo questa ipotesi, quando $S=1$ si ha la rottura.

Nell'analisi definita dalla normativa dunque il primo step è costituito dalla stima del numero di cicli occorsi durante la prova per ogni livello di accelerazione, definito arbitrariamente in base al profilo di accelerazioni del test. Per effettuarla è necessaria un'acquisizione del segnale dato dall'accelerometro di controllo, ovvero quello che fornisce il feedback per il controllo in closed loop del banco, la cui durata può essere anche molto inferiore rispetto alla durata totale del test (nel nostro caso le acquisizioni effettuate hanno una durata di 120 secondi a fronte della durata molto superiore dei test corrispondenti). Successivamente si analizza questo segnale con il metodo Peak Count che si fonda sul fatto che tra due zeri successivi si ha un massimo, dunque ogni massimo può essere rappresentativo dell'ampiezza del singolo ciclo di accelerazione. Perciò questo procedimento prevede di contare, per ogni classe di accelerazione, il numero di massimi rilevati durante l'acquisizione che ricadono in essa.

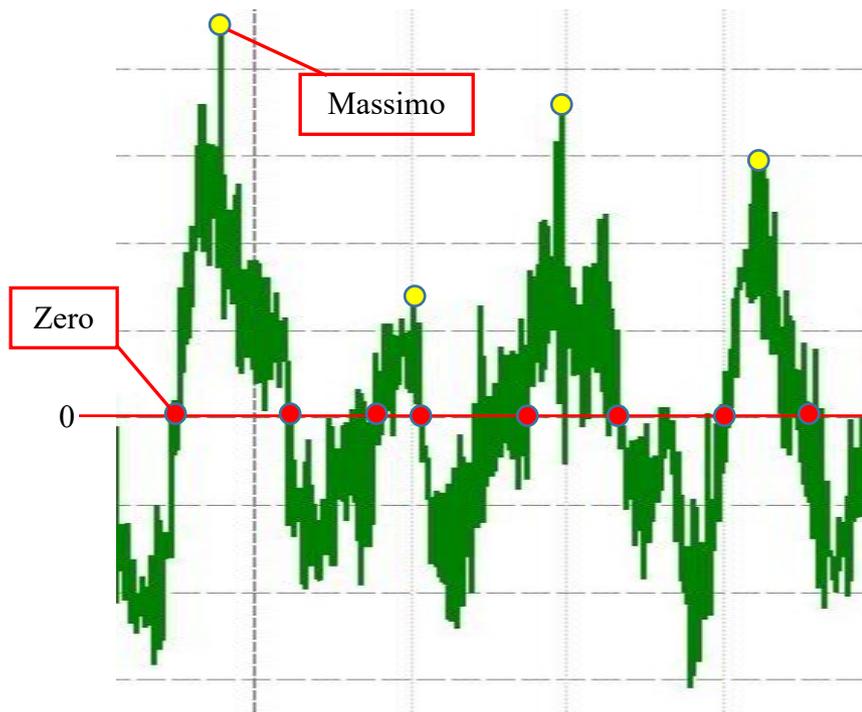


Figura 6.1

Successivamente viene definito un fattore moltiplicativo per tenere conto dell'effettiva durata dell'acquisizione rispetto alla durata totale del test; questo fattore si ottiene come rapporto tra il tempo di prova in secondi e il tempo di acquisizione sempre in secondi. Moltiplicando dunque questo fattore per il numero di massimi conteggiati durante la registrazione del segnale si può ottenere una stima del numero di picchi raggiunti per ogni classe di accelerazione durante l'intera durata del test. Questi numeri rappresentano i valori di n_i utilizzati per il calcolo del danneggiamento.

Questi valori vengono poi utilizzati per un calcolo iterativo volto alla ricerca del limite di fatica a_D che comprende le seguenti fasi:

- Assunzione di un valore di a_D di primo tentativo;
- Calcolo, per ogni classe di accelerazione, del numero limite di cicli definito dalla curva di Woehler N_i (dove invece a_i è noto ed N_D viene scelto arbitrariamente);
- Calcolo del danneggiamento S .

Il processo iterativo continua fino a trovare un valore di a_D che determini un danneggiamento $S=1$.

Infine si può tracciare la curva di Woehler corrispondente al profilo di test analizzato in quanto sono noti tutti gli elementi che ne definiscono l'equazione.

La scelta dei parametri caratteristici della curva di Woehler è arbitraria e dunque il procedimento viene ripetuto per diversi valori di k ed N_D in quanto è difficile stimare un valore corretto che prenda in considerazione il reale profilo di danneggiamento causato dalla prova. Dunque si effettua un confronto con diversi valori di questi due parametri in modo da stabilire quale profilo di prova sia il più severo in termini di danneggiamento a fatica del componente. Infatti un limite di fatica maggiore, a parità di numero di cicli limite N_D , indica una maggiore severità del test in quanto significa che si sono verificati picchi di accelerazione mediamente più alti oppure che si è verificato un maggior numero di cicli di fatica. Questo perché ad accelerazioni maggiori servono un numero minore di cicli per raggiungere un danneggiamento critico, mentre con accelerazioni mediamente minori servono molti cicli di fatica per raggiungere lo stesso danneggiamento.

6.1.1 Procedimento

Nella pratica dunque si sono effettuate delle acquisizioni del segnale dell'accelerometro di controllo posizionando sullo shaker solamente la base dell'attrezzatura di fissaggio senza alcun complessivo montato (infatti questa analisi non è volta alla comprensione dei meccanismi di danneggiamento sul freno innescati dalle varie prove ma costituisce una semplice caratterizzazione dei diversi profili di eccitazione) ed incollando su di essa l'accelerometro stesso.

L'acquisizione è stata effettuata ad una frequenza di campionamento di 20,480 kHz in modo da evitare fenomeni di aliasing e possibili perdite di informazioni riguardanti il segnale di feedback. Infatti la massima frequenza di eccitazione presente tra i profili presi in considerazione è pari a 2 kHz (test Random Vibration) e dunque la minima frequenza di campionamento ammissibile per evitare tali fenomeni (frequenza di Nyquist) è circa pari a 5 kHz. Tuttavia è buona norma campionare ad almeno dieci volte la massima frequenza raggiunta in modo da avere un'analisi del segnale più precisa e completa. Per ogni test è stato scelto lo stesso tempo di acquisizione pari a 120 s definito in modo da poter analizzare tutto il range di frequenze ed ampiezze caratteristico della prova Customer Endurance sia in salita che in discesa.

Successivamente sono stati analizzati i dati, riportati in un file di testo con una colonna dei tempi ed una delle accelerazioni, tramite uno script Matlab che effettuasse sia il conteggio dei picchi che la ricerca del limite di fatica a_D . Per la prima parte innanzitutto si sono caricati i dati dal file di testo corrispondente formando così un vettore tempo ed un vettore delle accelerazioni in m/s^2 . Successivamente è stato inizializzato un ciclo *for* per definire gli indici che delimitano le porzioni del suddetto vettore da analizzare, ovvero quelle tra due zeri successivi con accelerazioni positive. Per fare ciò si sono presi come indici iniziali (*indice_start*) quelli a cui corrisponde la transizione da valori negativi a positivi (in quanto è molto difficile che venga campionato l'esatto istante in cui l'accelerazione è pari a zero), ovvero quelli per cui il prodotto tra accelerazioni successive è negativo ed il valore di accelerazione corrispondente è positivo. Allo stesso modo sono stati presi come indici finali (*indice_finish*) quelli a cui corrisponde la transizione da valori positivi a negativi, ovvero quelli per cui il prodotto tra accelerazioni successive è negativo ed il valore di accelerazione successivo è negativo.

Una volta definiti i domini di accelerazione all'interno dei quali cercare i massimi si è effettuata la ricerca vera e propria all'interno della porzione di vettore corrispondente semplicemente utilizzando la funzione *max*, ottenendo così un vettore (*massimi*) contenente tutti i picchi trovati. Questo è stato successivamente elaborato tramite un ciclo *for* per conteggiare il numero di massimi all'interno di

ogni classe di accelerazione i cui limiti sono stati definiti arbitrariamente. Il conteggio così ottenuto è stato poi esteso all'intera durata della prova moltiplicando i valori ottenuti per il fattore tempo come definito precedentemente. In questo caso si è scelto di trascurare i picchi di ampiezza $<1g$ in quanto essi sono assimilabili ad un rumore di fondo e quindi non sono da considerare per quanto riguarda il calcolo del danneggiamento.

Per la parte riguardante la ricerca del limite di fatica invece, si è cominciato con la definizione dei valori di accelerazione corrispondenti ad ogni classe (in m/s^2) e del vettore contenente tali valori (che in pratica rappresenta il vettore degli a_i che compaiono nella formula della curva di Woehler). Dopodiché sono stati definiti i parametri caratteristici della curva di Woehler: pendenza k ed N_D , nonché un valore di primo tentativo del limite di fatica (aD_{try}). Infine è stato inizializzato il procedimento iterativo volto all'ottenimento del valore di aD corrispondente ad un danneggiamento $S=1$ tramite la funzione *fminsearch*; questa permette infatti di ottenere il valore del parametro di input che minimizza l'output di una data function. In questo caso la function è stata scritta come funzione del solo parametro aD (di cui viene fornito il valore di primo tentativo aD_{try} durante l'inizializzazione di *fminsearch*), mentre tutti gli altri sono considerati come costanti. Essa effettua prima il calcolo del vettore dei cicli limite per ogni classe di accelerazione e poi, tramite esso, il calcolo del danneggiamento e la sua differenza rispetto a 1 (elevato al quadrato in modo da non fare distinzione tra scostamenti positivi e negativi). Infatti l'output di questa function è proprio la differenza tra l' S calcolato e 1 elevata al quadrato; il procedimento iterativo restituisce dunque il valore di aD che minimizza questa differenza (aD_{opt}), ovvero quello per cui S si avvicina maggiormente all'unità.

Una volta ottenuto il valore di aD dal processo iterativo si può comporre il vettore dei cicli limite N secondo la modifica di Haibach, ovvero utilizzando un esponente k per il calcolo di N_i per tutte le classi di accelerazione rappresentate da valori $a_i > aD$ ed utilizzando un esponente $2k-1$ per il calcolo di N_i per tutte le classi di accelerazione rappresentate da valori $a_i < aD$.

Di seguito sono riportati lo script principale (in questo caso per la prova Vibration Test T10) e quello della function utilizzata per il procedimento iterativo.

```
%% Ricerca dei massimi
%caricamento dati
dati=load(['T10',filesep,'T10.txt']);
time=dati(:,1);
g=dati(:,2);
accelerazione=g*9.81; %[m/s^2]

%ciclo for
i=1;
j=1;
k=1;
l=0;
indice_start(1)=1;
for i=1:numel(accelerazione)-1
    if accelerazione(i)*accelerazione(i+1)<=0 && accelerazione(i+1)>0
        k=k+1;
        indice_start(k)=i+1;
    end
    if accelerazione(i)*accelerazione(i+1)<=0 && accelerazione(i+1)<0
        l=l+1;
        indice_finish(l)=i+1;
    end
end
end
```

```

for j=1:numel(indice_start)
    massimo(j)=max(accelerazione(indice_start(j):indice_finish(j)));
end

%% Creazione classi di accelerazione
m=1;
classe_1=0;
classe_2=0;
classe_3=0;
classe_4=0;

for m=1:numel(massimo)
    if massimo(m)<=9.81
        classe_1=classe_1+1;
    end
    if massimo(m)>9.81 && massimo(m)<=156.96
        classe_2=classe_2+1;
    end
    if massimo(m)>156.96 && massimo(m)<=196.2
        classe_3=classe_3+1;
    end
    if massimo(m)>196.2 && massimo(m)<=294.3
        classe_4=classe_4+1;
    end
end

%% Conteggio picchi per intera durata della prova
sampling_time=120; % [s]
test_time=7,5T*3600; % [s]
fattore_tempo=test_time/sampling_time;

n1=0;
n2=classe_2*fattore_tempo;
n3=classe_3*fattore_tempo;
n4=classe_4*fattore_tempo;

n=[n1 n2 n3 n4];

%% Calcolo limite di fatica
acc_cl_1=0.5*9.81;
acc_cl_2=8.5*9.81;
acc_cl_3=18*9.81;
acc_cl_4=25*9.81;

acc=[acc_cl_1 acc_cl_2 acc_cl_3 acc_cl_4];
k_slope=10;
ND=100e6;
aD_try=20;
aD=aD_try;

[aD_opt]=fminsearch(@(aD) iterazione(acc,n,aD,k_slope,ND),aD_try);

N=ND*((aD_opt./acc).^k_slope);
NH=ND*((aD_opt./acc).^(2*k_slope-1)); % modifica di Haibach

y=1;
for y=1:numel(N)
    if acc(y)<aD_opt
        N(y)=NH(y);
    end
end

```

```

        else N(y)=N(y);
        end
    end
end

function err = iterazione(acc,n,aD,k_slope,ND)

N=ND*((aD./acc).^k_slope);
NH=ND*((aD./acc).^(2*k_slope-1));

z=1;
for z=1:numel(N)
    if acc(z)<aD
        N(z)=NH(z);
    else N(z)=N(z);
    end
end

w=1;
for w=1:numel(n)
    s(w)=n(w)/N(w);
end

S=sum(s);
err=(S-1)^2;

```

6.2 Risultati ottenuti

In questo paragrafo verranno illustrati i risultati ottenuti durante l'analisi dei profili di vibrazione tramite la metodologia illustrata precedentemente la quale ha permesso di trovare, per ogni tipologia di test e per ogni coppia di parametri della curva di Woehler, un'accelerazione equivalente.

Le tipologie di prove confrontate sono le seguenti:

- Customer endurance: durata 7,5T;
- Vibration Test T10: durata 3,5T;
- Vibration Test T10: durata 7,5T;
- Random vibration: durata 2T;
- Random vibration: durata 5,5T.

In questo modo sono state analizzate sia le prove di durata standard utilizzate normalmente e definite dal cliente, dalla normativa interna e dalla normativa ISO (presentate nel paragrafo 4.1.1) che le prove di durata estesa così come utilizzate nella campagna di test descritta precedentemente.

I parametri delle curve di Woehler utilizzati sono i seguenti:

- $N_D = 10$ milioni di cicli;
- $N_D = 50$ milioni di cicli;
- $N_D = 100$ milioni di cicli;
- $k = 2$;
- $k = 3$;
- $k = 5$;
- $k = 10$.

Dove per ogni valore di N_D sono stati utilizzati tutti i valori di k ottenendo così, per ciascuna prova, dodici diverse curve di Woehler di accelerazione.

Per quanto riguarda invece le classi di accelerazione definite, esse sono state scelte in base al profilo caratteristico della prova ed al range di accelerazioni coperto da essa.

6.2.1 Customer endurance

Per la Customer endurance si sono definite dodici classi di accelerazione di ampiezza pari a 2g fino a 23g, coprendo così tutto il range di accelerazioni definito dalla prova.

- $a \leq 1g$;
- $1g < a \leq 3g$;
- $3g < a \leq 5g$;
- $5g < a \leq 7g$;
- $7g < a \leq 9g$;
- $9g < a \leq 11g$;
- $11g < a \leq 13g$;
- $13g < a \leq 15g$;
- $15g < a \leq 17g$;
- $17g < a \leq 19g$;
- $19g < a \leq 21g$;
- $21g < a \leq 23g$.

Dalle acquisizioni risultano presenti anche picchi inferiori ad 1g che sono stati trascurati in quanto assimilabili ad un rumore di fondo, inoltre sono stati rilevati dei picchi anche oltre i 20g, ovvero oltre alla massima ampiezza descritta dal cliente. Nella tabella seguente sono riportati il numero di picchi rilevati per ogni classe durante l'acquisizione e la stima del numero di picchi che si avrebbero durante l'intera prova ottenuta moltiplicando i primi per il fattore tempo. Inoltre viene riportata l'accelerazione, in g e m/s^2 , attribuita a ciascuna classe.

Classi di accelerazione [g]	Accelerazione [g]	Accelerazione [m/s^2]	Cicli misurati	Cicli stimati (7,5T)
$a \leq 1$	0,5	4,905	1010	1818000
$1 < a \leq 3$	2	19,620	0	0
$3 < a \leq 5$	4	39,240	230	414000
$5 < a \leq 7$	6	58,860	476	856800
$7 < a \leq 9$	8	78,480	480	864000
$9 < a \leq 11$	10	98,100	473	851400
$11 < a \leq 13$	12	117,720	413	743400
$13 < a \leq 15$	14	137,340	489	880200
$15 < a \leq 17$	16	156,960	450	810000
$17 < a \leq 19$	18	176,580	439	790200

$19 < a \leq 21$	20	196,200	406	730800
$21 < a \leq 23$	22	215,820	45	81000

6.2.2 Vibration Test T10

Per il Vibration Test T10 si sono definite solamente tre classi di accelerazione in quanto il picco di accelerazione raggiunto è costante e pari a 18g.

- $a \leq 1g$;
- $1g < a \leq 16g$;
- $16g < a \leq 20g$.

Tuttavia, dalle acquisizioni risultano presenti anche picchi inferiori ad 1g che, come per la Customer endurance, sono stati trascurati in quanto assimilabili ad un rumore di fondo. Nella tabella seguente sono riportati il numero di picchi rilevati per ogni classe durante l'acquisizione e la stima del numero di picchi che si avrebbero durante l'intera prova ottenuta moltiplicando i primi per il fattore tempo (sia per una durata di 3,5T sia per la durata estesa a 7,5T). Inoltre viene riportata l'accelerazione, in g e m/s^2 , attribuita a ciascuna classe.

Classi di accelerazione [g]	Accelerazione [g]	Accelerazione [m/s^2]	Cicli misurati	Cicli stimati (3,5T)	Cicli stimati (7,5T)
$a \leq 1$	0,5	4,905	398	331693	716400
$1 < a \leq 16$	8,5	83,385	0	0	0
$16 < a \leq 20$	18	176,580	2400	2000160	4320000

6.2.3 Random vibration

Infine per la Random vibration si sono definite tredici classi di accelerazione di ampiezza pari a 5g fino a 60g.

- $a \leq 1g$;
- $1g < a \leq 5g$;
- $5g < a \leq 10g$;
- $10g < a \leq 15g$;
- $15g < a \leq 20g$;
- $20g < a \leq 25g$;
- $25g < a \leq 30g$;
- $30g < a \leq 35g$;
- $35g < a \leq 40g$;
- $40g < a \leq 45g$;
- $45g < a \leq 50g$;
- $50g < a \leq 55g$;
- $55g < a \leq 60g$.

Come per i profili precedenti, i picchi inferiori ad 1g sono stati trascurati in quanto assimilabili ad un rumore di fondo. Nella tabella seguente sono riportati il numero di picchi rilevati per ogni classe durante l'acquisizione e la stima del numero di picchi che si avrebbero durante l'intera prova ottenuta moltiplicando i primi per il fattore tempo (sia per una durata di 2T sia per la durata estesa a 5,5T). Inoltre viene riportata l'accelerazione, in g e m/s², attribuita a ciascuna classe.

Classi di accelerazione [g]	Accelerazione [g]	Accelerazione [m/s ²]	Cicli misurati	Cicli stimati (2T)	Cicli stimati (5,5T)
$a \leq 1$	0,5	4,905	6000	2880000	7920000
$1 < a \leq 5$	3	29,43	23053	11065440	30429960
$5 < a \leq 10$	7,5	73,575	25692	12332160	33913440
$10 < a \leq 15$	12,5	122,625	17765	8527200	23449800
$15 < a \leq 20$	17,5	171,675	9653	4633440	12741960
$20 < a \leq 25$	22,5	220,725	4682	2247360	6180240
$25 < a \leq 30$	27,5	269,775	2167	1040160	2860440
$30 < a \leq 35$	32,5	318,825	1129	541920	1490280
$35 < a \leq 40$	37,5	367,875	534	256320	704880
$40 < a \leq 45$	42,5	416,925	202	96960	266640
$45 < a \leq 50$	47,5	465,975	55	26400	72600
$50 < a \leq 55$	52,5	515,025	11	5280	14520
$55 < a \leq 60$	57,5	564,075	6	2880	7920

6.2.4 Analisi dei risultati

Nella tabella seguente sono presentati i risultati ottenuti in termini di accelerazioni limite delle curve caratteristiche di accelerazione per ogni tipologia di prova e per ogni coppia di parametri della curva.

N _D [milioni di cicli]	k	Vibration Test T10 3,5T [m/s ²]	Vibration Test T10 7,5T [m/s ²]	Customer endurance [m/s ²]	Random vibration 2T [m/s ²]	Random vibration 5,5T [m/s ²]
10	2	78,9721	116,0602	107,9659	223,0666	325,9586
	3	103,2673	133,4861	121,5865	219,4377	286,3520
	5	127,9836	149,2926	138,8094	241,2598	288,7423
	10	150,3308	162,3641	159,9462	301,8444	332,7070
50	2	35,3174	51,9037	49,0707	110,5993	174,5569
	3	60,3911	78,0632	71,9908	135,2437	184,3571

	5	92,7599	108,2042	101,2051	178,1900	216,4162
	10	127,9826	138,2270	136,5118	257,5676	284,5833
100	2	24,9732	36,7015	34,7166	79,3776	128,3831
	3	47,9324	61,9587	57,2026	108,3786	149,3334
	5	80,7522	94,1973	88,1587	155,5848	189,3141
	10	119,4120	128,9703	127,3802	240,3695	265,8858

Si può notare come i profili Vibration Test T10, esteso a 7,5T, e Customer endurance siano molto simili in termini di severità in quanto presentano accelerazioni limite a_D che differiscono di poco, seppur la prima risulti sempre maggiore della seconda. Ciò si verifica per ogni coppia di parametri caratteristici N_D e k . Il Vibration Test T10 definito dalla normativa, ovvero con una durata di 2 milioni di cicli, invece risulta notevolmente meno severa, dunque viene anche confermata la bontà della decisione di estendere questo tipo di test a 7,5T per renderlo comparabile a quello definito dal cliente. Per quanto riguarda invece il profilo di tipo randomico definito dalla normativa ISO, esso risulta notevolmente più severo degli altri due con valori di accelerazione limite molto maggiori anche per quello di durata pari a 2T.

Questi risultati confermano quelli ottenuti sperimentalmente per quanto riguarda la Random vibration che infatti si è rivelata più distruttiva nei confronti del componente testato mentre per quanto riguarda gli altri profili di vibrazione indica che essi sono molto simili, come confermato dal fatto che i complessivi testati a nuovo hanno completato le relative prove senza rottura. Tuttavia i risultati ottenuti confermano anche che questo metodo non può essere esaustivo per quanto riguarda il danneggiamento del componente preso in considerazione durante la prova. Questo perché per i complessivi invecchiati si è arrivati a rottura solo con il Customer endurance sebbene i valori di accelerazione limite indichino teoricamente una severità leggermente maggiore per il profilo del Vibration Test T10. Infatti, come già ribadito precedentemente, il metodo presentato in questo capitolo non prende in considerazione fattori cruciali per la stima del danneggiamento del componente come la forma, il materiale, le deformazioni e le tensioni nelle zone di interesse e perciò vuole essere solo finalizzato ad una prima stima della severità di un profilo di vibrazione piuttosto che ad un calcolo accurato della durata del componente sottoposto ad esso.

7. CONCLUSIONI

Alla luce dei risultati ottenuti con la campagna di testing descritta in questa Tesi, si può affermare che le modifiche prototipali introdotte sul bracket sono certamente efficaci nel contrastare il danneggiamento dovuto alle vibrazioni. Infatti grazie ad esse è stato introdotto un aumento di interferenza tra i componenti del sistema Sic-M (attuatore e bracket) nelle zone di maggior sollecitazione dell'accoppiamento, ovvero baionetta e snap fit. Ciò ha comportato una riduzione del movimento relativo tra le parti durante le prove di vibrazione che comportava il danneggiamento su campioni con bracket standard fino a portare a rottura.

Con componenti nuovi infatti, si è raggiunta una durata di 5,5T per bracket con modifica di tipo A (snap fit), B (snap fit) e C (baionetta), mentre con modifica di tipo D (baionetta) la durata massima è stata del 63% di questo target, comunque molto maggiore rispetto a quella raggiunta con bracket

standard a parità di condizioni dei componenti (19% di 2T) e ben al di sopra del requisito richiesto per questi test (2T).

Con componenti invecchiati mediante Thermal Shock e Thermal Humidity Cycle invece non si è potuto indagare a fondo il contributo di tali modifiche prototipali a causa del distacco dell'inserto prototipale utilizzato per la realizzazione dei bracket modificati. Tuttavia si sono comunque ricavate informazioni importanti circa l'effetto dell'aumento di interferenza in queste condizioni. Infatti si è rilevata una perdita di interferenza nella zona dello snap fit causata proprio dal condizionamento che, assieme alla minore resistenza dei materiali ed all'indebolimento nella giunzione tra inserto prototipale e bracket (anch'essi conseguenza dell'invecchiamento), ha reso meno efficaci le modifiche prototipali introdotte. Di conseguenza, i complessivi che presentavano un bracket con baionetta modificata, tipo C e D, hanno raggiunto una durata rispettivamente del 60% (circa) e 88% della baseline 2T, aumentando così notevolmente la resistenza dei campioni al test di vibrazione, che con bracket standard non superava il 19÷25% a parità di stato dei componenti. Nei bracket con snap fit modificato invece la perdita di interferenza sullo snap fit ha portato a rottura in un tempo molto minore (19%) ma, pur con il distacco della parte prototipale, si è raggiunta la stessa durata delle prove effettuate con bracket standard. Dunque l'aumento di interferenza sulla baionetta è stato sufficiente a compensare in parte la perdita di interferenza sullo snap fit, mentre le modifiche prototipali A e B sono state rese molto meno efficaci dal condizionamento a causa di quest'ultima. In ogni caso, per tutti i campioni invecchiati che presentavano modifiche prototipali, il danneggiamento rilevato sulle parti dopo la rottura è dovuto quasi esclusivamente al distacco tra esse e non dunque ad un vero e proprio meccanismo di danneggiamento come quello visto su bracket standard. Perciò, anche in queste condizioni, l'introduzione delle modifiche è certamente stata positiva in quanto ha limitato e rallentato il danneggiamento dovuto al movimento relativo tra attuatore e bracket.

Un altro aspetto che è stato importante valutare consiste nella coppia richiesta per il corretto fissaggio dell'attuatore sul bracket. Infatti, nell'ottica di una futura implementazione nella produzione di serie, sarebbe necessario modificare i parametri dei macchinari che effettuano questa operazione, in particolare la forza con la quale l'MGU viene spinto in sede. I risultati ottenuti hanno dimostrato un aumento della coppia richiesta, rispetto allo standard di produzione, del 30÷40% per bracket con modifica di tipo A, del 100% circa per bracket con modifica di tipo B e del 10÷30% per bracket con modifica prototipale della baionetta (sia C che D).

In conclusione quindi si può affermare che un'introduzione di una modifica prototipale del bracket sarebbe sicuramente benefica per la durata dei complessivi sottoposti a vibrazione. Resta ancora da valutare tuttavia quale tra quelle proposte possa essere la migliore anche sotto altri aspetti non indagati in questa campagna e se eventualmente si possa considerare l'idea di introdurre una combinazione di queste modifiche proposte finora.

Per quanto riguarda la seconda parte della presente Tesi, ovvero il confronto della severità dei diversi profili di vibrazione applicati, i risultati ottenuti hanno confermato quanto era stato evidenziato durante la prima parte della campagna sperimentale con bracket standard. Infatti da essi si può notare come il test nettamente più gravoso sia il Random Vibration (che infatti è stato poi utilizzato nella seconda parte del piano prove per la valutazione delle modifiche prototipali) con il quale si sono ottenute durate del 19÷25% di 2T e per cui si sono ottenuti valori di a_D molto maggiori rispetto a quelli ottenuti per gli altri tipi di prova. Inoltre, valori di a_D vicini tra loro hanno confermato la bontà della decisione di estendere il Vibration Test T10 a 7,5T per renderlo confrontabile con il Customer Endurance, anch'esso della durata di 7,5T. Infatti durante le prove i risultati ottenuti con questi profili di vibrazione sono simili, con i complessivi in condizioni nuove che hanno completato entrambe le

prove, mentre con componenti invecchiati si è raggiunta una durata di 7,5T per il Vibration Test T10 ed una durata di 75÷83% di questo target per il Customer Endurance.

Tutto ciò conferma come il metodo presentato possa essere ritenuto un valido strumento di confronto preliminare della severità dei profili di vibrazione proposti che richiede una quantità limitata di dati (acquisizioni del segnale dell'accelerometro della durata di 30÷120s) ed un post-processing molto agevole tramite semplici script. Inoltre esso potrebbe essere utilizzato per il confronto tra prove di vibrazione su shaker e vibrazioni subite dai complessivi a bordo veicolo tramite installazione su knuckle di un accelerometro che rilevi i picchi di accelerazione raggiunti su strada. Tuttavia questo metodo non può rappresentare uno strumento per la valutazione del danneggiamento comportato dalle diverse prove in quanto non tiene conto di componenti fondamentali per un'analisi di questo genere come: massa e geometria dell'oggetto in prova, materiali di cui sono costituiti i suoi componenti, geometria dei componenti (specialmente nelle zone di accoppiamento meccanico tra essi), stato tensionale derivante dalle sollecitazioni subite, ampiezza e direzione del movimento relativo tra i componenti, frequenze di risonanza.

8. POSSIBILI SVILUPPI FUTURI

Per concludere la presente Tesi si proverà ad ipotizzare, in base ai risultati ottenuti, quali possano essere gli sviluppi futuri sia in relazione all'introduzione di modifiche prototipali del bracket per aumentare la resistenza a vibrazione, sia in relazione all'analisi della severità dei profili di vibrazione tramite costruzione della relativa curva di fatica.

Per quanto riguarda l'eventuale introduzione nella produzione di serie di modifiche prototipali del bracket con aumento di interferenza rispetto all'attuatore nelle zone di fissaggio (baionetta e snap fit), bisognerà innanzitutto rivalutare l'efficacia di queste soluzioni con componenti invecchiati tramite Thermal Shock e Thermal Humidity Cycle. Infatti nella campagna qui presentata non si era potuto valutare appieno l'effetto delle modifiche proposte in tali condizioni a causa del distacco degli inserti prototipali che ne aveva causato la rottura. Sarà dunque necessario realizzare campioni che presentino le modifiche prototipali definite in sede di design con gli stessi metodi di produzione di quelli standard di serie, dunque senza ricorrere all'utilizzo di inserti prototipali, per poi sottoporli a prove di Random Vibration. In questo modo si potranno ottenere indicazioni chiare sull'effetto dell'aumento di interferenza nelle diverse zone del bracket una volta sottoposti i componenti a condizionamento.

Il passo successivo potrebbe poi essere quello di valutare, sempre in un'ottica costi-benefici, la combinazione di due diverse modifiche prototipali, una sulla baionetta ed una sullo snap fit, per realizzare un nuovo set di possibili prototipi da sottoporre a ulteriori test di vibrazione. Questi potrebbero rappresentare infatti una soluzione ottimale, specialmente tenendo conto del fatto che le modifiche sullo snap fit hanno dato risultati migliori con componenti nuovi, mentre quelle sulla baionetta hanno dato risultati migliori con componenti invecchiati.

Una volta valutato quale possa essere la modifica migliore dal punto di vista della resistenza alle vibrazioni, si potrà passare alla fase di vera e propria introduzione nella produzione di serie dove verranno valutati i costi e gli eventuali problemi di produzione (come per esempio l'aumento della coppia di ingaggio richiesta) che la modifica del bracket può introdurre.

Per quanto riguarda invece la valutazione della severità dei profili di vibrazione, il primo passo è sicuramente un'analisi di tutte le prove di vibrazione attualmente utilizzate per i vari clienti e progetti tramite il metodo presentato, in modo da costituire un database di confronto tra i vari test. Successivamente si potrà applicare questo metodo ad acquisizioni a bordo veicolo in modo da

confrontare la severità delle prove su shaker elettrodinamico con quella della vita operativa dell'assieme lungo tutta la vita utile prevista per il veicolo.

Un ulteriore passo potrebbe poi essere quello di correlare il profilo di accelerazione con lo stato di tensione e deformazione sui componenti, in particolare nelle zone di fissaggio tra attuatore e bracket. Ciò si potrebbe fare andando a misurare, per ogni livello di accelerazione e frequenza corrispondente, lo spostamento relativo tra attuatore e bracket e le pressioni di contatto che nascono tra essi per poter definire, insieme ai dati di geometria e materiali, una mappa di tensioni nelle zone maggiormente sollecitate. La misurazione dello spostamento relativo potrebbe essere fatta tramite appositi micrometri laser orientati opportunamente che rilevino in ogni momento la posizione delle zone di interesse di bracket ed MGU (in particolare baionetta e snap fit). La misurazione delle pressioni di contatto invece potrebbe avvenire tramite una pellicola di tipo "Prescale Measurement Film" opportunamente posizionata in modo da evidenziare la distribuzione delle pressioni; infatti essa è in grado di mostrare le diverse pressioni che occorrono sui componenti tramite la comparsa di zone di colore rosso con intensità variabile a seconda delle pressioni raggiunte. In questo modo si potrebbe ottenere, per ogni profilo di vibrazione applicato, una vera e propria curva di fatica, questa volta con le tensioni, che rispecchi il danneggiamento progressivo causato dalle accelerazioni raggiunte durante il test. Inoltre si otterrebbe una più profonda comprensione del meccanismo di danneggiamento che comporta la rottura, che per questo tipo di prove sembrerebbe assimilabile ad un fretting su materiale plastico.

Tuttavia, sebbene questa analisi possa fornire informazioni assolutamente interessanti per comprendere il comportamento dei complessivi a vibrazione, la sua introduzione andrebbe valutata con attenzione in quanto richiederebbe uno sforzo notevole sia in termini di sperimentazione ed acquisizione dei dati che di post-processing ed analisi degli stessi. Infatti uno studio di tale portata comporta la necessità di una gran quantità di dati (geometria, materiali, studio delle frequenze di risonanza...) che poi dovranno essere combinati ed analizzati per poter prevedere il comportamento del complessivo in risposta ai livelli di accelerazione ed alle frequenze applicate. Ciò comporta il fatto che esso potrebbe non essere giustificato in termini di costi-benefici rispetto ad una semplice campagna sperimentale per valutare gli effetti dei vari profili sui complessivi, in quanto andrebbe ripetuto per ogni diverso profilo di prova. Inoltre questo tipo di analisi richiederebbe molto tempo nella fase di eventuale introduzione di un nuovo tipo di test, per cui anche in questo caso potrebbe essere preferibile l'avvio di una campagna di prove per valutarne l'effetto.

9. RIFERIMENTI

- [1] ISO 16750-3:2012 (E)
- [2] Normativa Interna Continental – Bracket
- [3] Normativa Interna Continental – SiC-M
- [4] Jacopo Loggini, *Criteri di miglioramento continuo nella gestione del processo Quality Control automotive: case study applicato al processo produttivo del componente wheel cylinder di Continental* (Tesi di Laurea Magistrale)
- [5] Stefano Anselmi, *Verifiche funzionali di cilindretti attuatori per freni a tamburo presso Continental Brakes Italy S.p.a.* (Tesi di Laurea)
- [6] C. Ferraresi, T. Raparelli, *Meccanica applicata*, CLUT, Torino, 2007
- [7] <https://paragon-systems-testing.medium.com/basic-description-of-a-vibration-test-system-8cdeb76f6b40>
- [8] <https://www.fujifilm.eu/eu/products/industrial-products/prescale>