POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi dell'influenza di fatica e temperatura sulla rigidezza di un supporto motore tramite prove a banco



Relatore

Candidato

Prof. Alessandro Fasana

Alessandro La Scola

Tutor aziendale

Dott.ssa Giorgia Gorgoglione

Indice

1	Inti	roduzione				
	1.1	Engine mounting system				
	1.2	Considerazioni sui parametri caratteristici del sistema				
	1.3	Panoramica sulle tipologie di EMS				
		1.3.1 Supporti elastomerici				
		1.3.2 Supporti idraulici				
		1.3.3 Supporti passivi				
		1.3.4 Supporti semi-attivi				
		1.3.5 Supporti attivi				
	1.4	Scopo della tesi				
		1.4.1 Panoramica sul componente				
		1.4.2 Approccio utilizzato nella campagna di prove				
2	Des	scrizione banco				
	2.1	Banco di prova				
	2.2	Cella climatica				
	2.3	Montaggio componente da testare				
	2.4	Sistemi di riferimento				
		2.4.1 Sistemi di riferimento bielletta e banco				
3	Set	tup delle prove				
	3.1	Introduzione				
	3.2	Acquisizione e riproduzione del segnale strada				
		3.2.1 Software RPC				
		3.2.2 Operazioni preliminari di analisi sui segnali strada acquisiti - Analyze				
		3.2.3 Procedura di ricerca della FRF - Model				
		3.2.4 Procedura di ricerca del DRIVE - Simulate				
4	Pro	ve iniziali sui componenti				
	4.1	Caratterizzazioni statiche				
	4.2	Caratterizzazioni dinamiche				
	4.3	Esecuzione dei test				
	4.4	Risultati				
5	Pro	ve di fatica				
	5.1	Introduzione				
	5.2	Percorsi del ciclo vita				
	5.3	Analisi dei risultati sulla singola bielletta - confronto con i valori nominali				
		5.3.1 Rigidezza statica				
		5.3.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza				

		5.3.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza	49
	5.4	Analisi dei risultati su tutte le biellette - confronto adimensionale rispetto alle	
		condizioni di componente nuovo	51
		5.4.1 Rigidezza statica	51
		5.4.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza	54
		5.4.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza	56
	5.5	Il danneggiamento come funzione di stato	58
		5.5.1 Confronti fra le rigidezze statiche e dinamiche	58
	5.6	Conclusioni	60
6	Pro	ve di fatica a temperatura controllata	61
	6.1	Introduzione	61
	6.2	Setup delle prove con cella climatica	61
	6.3	Considerazioni preliminari sulle prove da effettuare	62
	6.4	Analisi dei risultati sulla singola bielletta - confronto con i valori nominali -	
		prove a temperatura controllata	63
		6.4.1 Rigidezza statica	63
		6.4.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza	66
		6.4.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza	68
	6.5	Analisi dei risultati su tutte le biellette - confronto adimensionale rispetto alle	
		condizioni di componente nuovo	70
		6.5.1 Rigidezza statica	70
		6.5.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza	74
		6.5.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza	77
	6.6	Indagine approfondita per la prova a 100 °C	79
		6.6.1 Rigidezze statiche	80
		6.6.2 Rigidezze dinamiche a bassa ed alta frequenza	81
	6.7	Conclusioni	82
7	Cor	iclusioni e sviluppi futuri	83
${f B}_1$	iblios	grafia	85

Elenco delle figure

1.1	Rappresentazione di un tassello lato motore	4
1.2	Posizione dei supporti su vettura	4
1.3	Sistema massa-molla-smorzatore ad 1 grado di libertà	:
1.4	Trasmissibilità T in funzione di r	4
1.5	Rigidezza dinamica ideale di un EMS	4
1.6	Tasselli elastomerici	Ę
1.7	Biellette elastomeriche	Ę
1.8	Rigidezza dinamica tipica di un supporto elastomerico	6
1.9	Tassello idraulico con semplice orifizio	7
1.10	Tassello idraulico con inertia track	7
1.11	Tassello idraulico con inertia track e decoupler	7
1.12	Rigidezza dinamica tassello idraulico senza decoupler	7
1.13	Rigidezza dinamica tassello idraulico con decoupler	8
1.14	Torque rod e relativi componenti per il montaggio	Ĝ
2.1	Banco MTS 833 con sistema di riferimento	12
2.2	Dettaglio cella climatica con sistema di riferimento del banco	14
2.3	Collocamento cella climatica sul banco	14
2.4	Schema configurazione attrezzatura e tassello generico	15
2.5	Schema configurazione attrezzatura e bielletta	15
2.6	Schema configurazione attrezzatura e bielletta - con cella climatica	16
2.7	Sistema di riferimento della vettura	17
2.8	Collocazione della bielletta e relativo sistema di riferimento rispetto alla vettura	
2.9	Sistema di riferimento locale della bielletta	18
2.10		19
2.11	Dettaglio punti di contatto in marcia avanti e retromarcia	19
3.1	Spettro in frequenza di ampiezza e fase della FRF 1 definitiva	24
3.2	Bielletta estensimetrata con posizione estensimetro e sistema di riferimento locale	25
3.3	Inversione di fase della FRF 2 (spettro in frequenza)	26
3.4	Confronto fra DES ed RFL a diverse iterazioni - (percorso: LAP_POT)	27
3.5	Confronto fra DES ed RFL a diverse iterazioni - (percorso: LAP_POT) -	
		28
3.6	Valori di MAX, min, RMSE per ogni iterazione - percorso: LAP_POT	29
3.7	Confronto fra DES ed RFL dell'ultima iterazione	30
4.1	Curva caratteristica statica di forza-spostamento asse longitudinale $X_{bielletta}$	31
4.2	Dettaglio punti di contatto fra le parti della bielletta	32
4.3	Andamento qualitativo tipico della rigidezza dinamica lungo l'asse longitudi-	
	nale $X_{bielletta}$	33

4.4	Andamenti delle caratterizzazioni statiche a nuovo	34
4.5	Andamenti delle caratterizzazioni dinamiche a nuovo $[1 \div 50]$	36
4.6	Andamenti delle caratterizzazioni dinamiche a nuovo $[5 \div 110~{ m Hz}]$	36
5.1	Rigidezze statiche	45
5.2	Rigidezze dinamiche @ 25 Hz	48
5.3	Rigidezze dinamiche @ 100 Hz	50
5.4	Decadimento percentuale rigidezza statica	52
5.5	Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 25 Hz	54
5.6	Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 100 Hz	56
5.7	Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze	59
6.1	Rigidezze statiche - prove a temperatura controllata	64
6.2	Rigidezze dinamiche @ 25 Hz - prove a temperatura controllata	67
6.3	Rigidezze dinamiche @ 100 Hz - prove a temperatura controllata	69
6.4	Decadimento percentuale rigidezza statica - prove a temperatura controllata .	71
6.5	Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze statiche - prove a temperatura controllata	73
6.6	Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 25 Hz - prove a temperatura	10
0.0	controllata	74
6.7	Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze dinamiche @ 25	
0.1	Hz - prove a temperatura controllata	76
6.8	Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 100 Hz - prove a temperatura	
0.0	controllata	77
6.9	Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze dinamiche @ 100	
	Hz - prove a temperatura controllata	78
6.10	Dettaglio cedimento bielletta #11	79
	Confronto dei decadimenti percentuali delle rigidezze statiche - prove con tem-	
	peratura pari a 100 °C	80
6.12	Dettaglio cedimento bielletta #12	80
	Confronto dei decadimenti percentuali delle rigidezze dinamiche @25 Hz - prove	
	con temperatura pari a 100 °C	81
6.14	Confronto dei decadimenti percentuali delle rigidezze dinamiche @100 Hz -	
	prove con temperatura pari a 100 °C	81

Elenco delle tabelle

2.1	Principali range di lavoro nominali del banco	13
3.1 3.2	Percorsi strada adoperati per lo studio	20 23
3.3	Riepilogo FRF	24
4.1	Specifiche degli sweep relativi alle caratterizzazioni dinamiche	33
4.2	Rigidezze statiche a nuovo $(0\% \text{ vita})$	35
4.3	Rigidezze dinamiche a nuovo (sweep: 1÷50 Hz)	37
4.4	Rigidezze dinamiche a nuovo (sweep: 5÷110 Hz)	37
5.1	Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo normativa (LC)	40
5.2	Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo durate decrescenti (DD)	41
5.3	Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo durate crescenti (DC)	4°_{2}
5.4	Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo ampiezze decrescenti (AD)	42
5.5	Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo ampiezze crescenti (AC)	42
5.6	Corrispondenza fra biellette e modalità di somministrazione del carico	43
5.7	Riepilogo risultati rigidezza statica - Valori assoluti	44
5.8	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 25 Hz - Valori assoluti	47
5.9	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 100 Hz - Valori assoluti	49
5.10	Riepilogo risultati rigidezza statica - Decadimento percentuale	53
5.11	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ $25~\mathrm{Hz}$ - Decadimento percentuale	55
5.12	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 100 Hz - Decadimento percentuale	57
6.1	Riepilogo di tutte le FRF ricavate	62
6.2	Corrispondenza fra biellette e modalità di somministrazione del carico	63
6.3	Riepilogo risultati rigidezza statica - prove a temperatura controllata - Valori assoluti	65
6.4	Riepilogo risultati rigidezza statica - prove a temperatura controllata - Valori assoluti	66
6.5	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @100Hz - prove a temperatura control-	
	lata - Valori assoluti	68
6.6	Riepilogo risultati rigidezza statica - prove a temperatura controllata - Deca-	
	dimento percentuale rispetto al valore a nuovo	72
6.7	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 25 Hz prove a temperatura controllata	
	- Decadimento percentuale rispetto al valore a nuovo	75
6.8	Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 100 Hz prove a temperatura controllata	
	- Decadimento percentuale rispetto al valore a nuovo	78

Capitolo 1

Introduzione

La progettazione odierna dei veicoli mira a creare, per l'occupante del mezzo, una zona di comfort e piacere durante la guida. Per questo motivo gli sforzi dei team NVH (Noise Vibration Harshness) di una qualsiasi azienda produttrice di veicoli sono indirizzati alla riduzione dei disturbi acustici e delle vibrazioni percepibili dall'utente.

La progressiva riduzione del peso della scocca, avvenuta con il progresso tecnologico, ha fatto sì che il rapporto fra peso motore e peso scocca crescesse, e con esso anche il livello di vibrazioni e rumorosità trasmesse all'interno dell'abitacolo.

Le cause relative alle vibrazioni trasmesse possono ricondursi sostanzialmente a due fonti di eccitazione principali:

- Eccentricità del motore: motori a 4 cilindri nel range del numero di giri compreso fra 650 e 6000 rpm contengono frequenze eccitatrici fra i 25 e 200 Hz con ampiezze solitamente inferiori a 0.3 mm.
- Feedback strada: imperfezioni dell'asfalto che vengono trasferite, tramite le sospensioni, alla scocca e contengono frequenze tipicamente inferiori ai 30 Hz ma con ampiezze maggiori di 0.3 mm.

In generale, a bassi regimi del motore il disturbo ad esso connesso si tradurrà in uno scuotimento del veicolo. A velocità più elevate, la forza di disturbo del motore può portare ad una risonanza acustica dell'abitacolo, creando un fastidioso rumore di rimbombo all'interno del veicolo.

Al fine di ridurre e filtrare quanto più possibile questi disturbi è richiesta un'opportuna ingegnerizzazione del sistema di supporti del gruppo propulsore (Engine Mounting System - *EMS*). Solitamente gli organi che compongono l'*EMS* sono in numero compreso fra un minimo di 3 e un massimo di 6 a seconda del veicolo per cui sono progettati.

Fra le caratteristiche principe che definiscono l'efficienza di questa tipologia di componenti, atti all'isolamento delle vibrazioni, vi è sicuramente la rigidezza.

1.1 Engine mounting system

Il sistema di supporti del gruppo propulsore in un'autovettura è composto dal blocco motore, dal blocco cambio ed da un numero variabile di supporti, solitamente pari a 3.

La loro funzione primaria è quella di sostenere il peso del gruppo propulsore, mantenendo il suo baricentro all'interno del triangolo individuato dai 3 punti di appoggio e facendo in modo che il carico sia distribuito al meglio sui supporti senza generare sbilanciamenti eccessivi.

La seconda funzione dell'EMS è quella di isolare il telaio del veicolo dalle vibrazioni provenienti dalla strada e dal motore stesso.

Come si vedrà nel paragrafo 1.4, oltre alla bielletta oggetto della tesi, gli altri elementi di supporto sono i tasselli lato motore e lato cambio. Per completezza, una rappresentazione schematica di un tassello lato motore è riportata in Figura 1.1, dove è possibile notare i due elementi principali del componente:

- Staffa [1] (supporto collegato al gruppo propulsore sul lato motore)
- Housing [2] (supporto collegato al telaio)

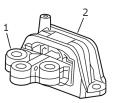


Figura 1.1: Rappresentazione di un tassello lato motore

Come già accennato, la configurazione tipica di un sistema di supporto gruppo propulsore consiste generalmente in un numero di tasselli compreso fra 3 e 6 a seconda della tipologia specifica; nel caso del Jeep Renegade il numero di supporti è pari a 3.

In Figura 1.2 è riportato un esploso del gruppo propulsore e dell'*EMS* che aiuta ad individuare la collocazione dei due tasselli LHM ed RHM e della bielletta .

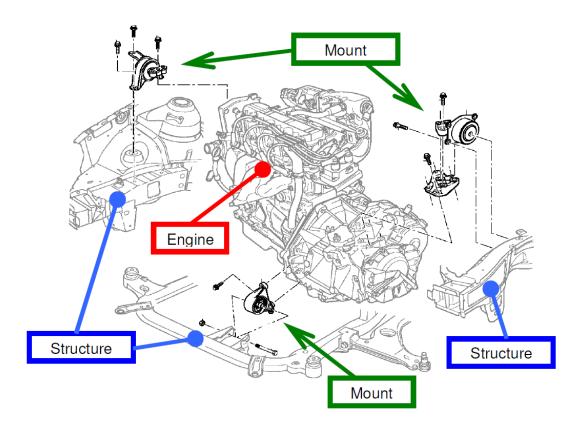


Figura 1.2: Posizione dei supporti su vettura

1.2 Considerazioni sui parametri caratteristici del sistema

Si consideri la modellazione qualitativa di uno degli isolatori dell'EMS, schematizzata in Figura 1.3. Nel sistema massa-molla-smorzatore ad 1 grado di libertà la massa m rappresenta la massa del tassello isolatore, sollecitato dalla forzante generica F(t) interpretabile come forza proveniente dal gruppo propulsore immaginando di mantenere fisso il telaio, k è la rigidezza del tassello e c la sua costante di smorzamento viscoso, mentre il vincolo in basso rappresenta il telaio dell'autovettura.

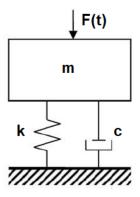


Figura 1.3: Sistema massa-molla-smorzatore ad 1 grado di libertà

In generale l'efficacia dell'*EMS*, dipende dai parametri che lo caratterizzano e dalla forzante che esso deve attenuare:

- rapporto delle frequenze: $r = \frac{\Omega}{\omega_n}$ dove $\begin{cases} \Omega : \text{pulsazione della forzante} \\ \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} : \text{pulsazione naturale} \end{cases}$
- fattore di smorzamento: $\zeta = \frac{c}{c_{cr}}$ dove $\begin{cases} c: \text{costante di smorzamento viscoso} \\ c_{cr}: \text{costante di smorzamento viscoso critico} \end{cases}$

L'efficacia dell'isolatore sarà strettamente legata alla trasmissibilità T del sistema. Infatti se si considera la forzante F(t) applicata alla massa m, essa verrà trasferita al vincolo $(F_v(t))$ secondo la relazione:

$$T = \frac{F_v(t)}{F(t)} \quad \Rightarrow \quad F_v(t) = F(t) \cdot T$$

In questa semplice modellazione la trasmissibilità T quindi è il rapporto tra la forza eccitatrice (applicata dal motore sul tassello) e forza scaricata al vincolo (forza sul telaio del veicolo).

La trasmissibilità del sistema in oggetto può essere esplicitata analiticamente come segue:

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r)^2 + (2\zeta r)^2}}$$

La Figura 1.4 mostra l'andamento della trasmissibilità T in funzione del rapporto delle frequenze r e del fattore di smorzamento ζ ; dal grafico appare evidente che, per ottenere dei bassi valori di T, ovvero, a parità di forzante esterna, per ottenere delle basse forze trasmesse al telaio, è necessario che il tassello abbia dei valori di rigidezza e fattori di smorzamento opportuni, a seconda della frequenza della forzante. Si considera la rigidezza k in luogo di r in quanto, per la definizione vista sopra, essa risulta inversamente proporzionale ad r.

L'obiettivo è quindi quello di ridurre quanto più possibile T evitando di ottenere dei valori unitari di r, per i quali si avrebbero delle fortissime amplificazioni della forza trasmessa al telaio; di conseguenza ad alte frequenze eccitatrici Ω è opportuno avere un tassello con bassi valori sia di k che di ζ ; viceversa a basse frequenze eccitatrici Ω sarebbero desiderabili degli alti valori di k e ζ .

C'è da sottolineare che, nel caso di transitori molto bruschi come accelerazioni o frenate improvvise (assimilabili come risposte ad una forzante a gradino), basse rigidezze comporterebbero degli spostamenti troppo elevati che potrebbero danneggiare il motore, per cui esistono dei limiti imposti dai transitori in cui il tassello deve garantire sia un isolamento ottimale, sia degli spostamenti contenuti.

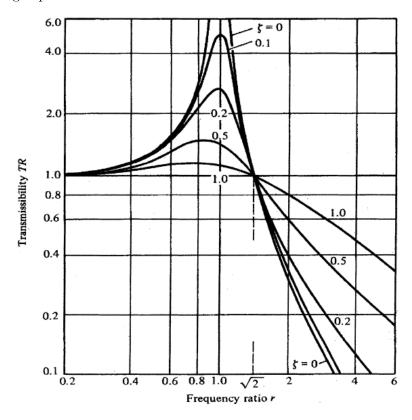


Figura 1.4: Trasmissibilità T in funzione di r

Si può quindi infine affermare, focalizzandosi soltanto sul parametro k del tassello, oggetto di studio di questo lavoro, che l'EMS ideale, in linea generale, dovrebbe possedere una rigidezza variabile con la frequenza della forzante secondo Figura 1.5.

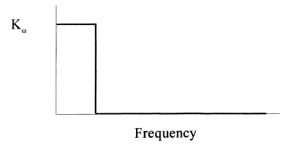


Figura 1.5: Rigidezza dinamica ideale di un EMS

Inoltre, dato che, nella maggior parte dei casi pratici, a basse frequenze corrispondono grandi ampiezze e viceversa, l'*EMS* ideale dovrebbe possedere delle caratteristiche che siano dipendenti anche dall'ampiezza oltre che dalla frequenza.

1.3 Panoramica sulle tipologie di EMS

Gli organi di supporto motore possono essere classificati, in primo luogo, secondo delle macro categorie definite dalla:

- tipologia di supporto:
 - elastomerico
 - idraulico
- tipologia di azione:
 - passiva
 - semi-attiva
 - attiva

1.3.1 Supporti elastomerici

Rientrano in questa classe tutti quei supporti che presentano soltanto una copertura gommata, più o meno spessa, sulla staffa che si accoppia con l'housing (nelle Figure 1.6 e 1.7 alcuni supporti in questione). Di conseguenza la rigidezza del tassello deriva soltanto dall'accoppiamento gomma-metallo.



Figura 1.6: Tasselli elastomerici



Figura 1.7: Biellette elastomeriche

Per questi componenti, fra i quali rientra anche la bielletta oggetto di questa tesi, un andamento tipico della rigidezza al variare della frequenza è riportato in Figura 1.8.

Si nota come, al crescere della frequenza anche la rigidezza aumenti: questo effetto risulta indesiderato, come dimostrato nel paragrafo 1.2; in quanto, mentre a basse frequenze un'elevata rigidezza del componente garantisce un buon isolamento dalle vibrazioni, a frequenze più alte questa caratteristica comporta delle scarse performance del supporto.

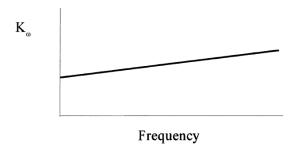


Figura 1.8: Rigidezza dinamica tipica di un supporto elastomerico

Da un altro punto di vista, si potrebbe pensare di mantenere globalmente un basso valore di rigidezza per migliorare le performance ad alta frequenza ma ciò andrebbe a scapito dell'isolamento delle componenti a bassa frequenza. Infatti eventuali eccitazioni impulsive come accelerazioni, decelerazioni o cornering comporterebbero delle vibrazioni eccessive a bassa frequenza.

1.3.2 Supporti idraulici

I supporti idraulici si differenziano dagli elastomerici per la presenza di un circuito idraulico che separa due camere interne piene di fluido viscoso.

L'introduzione di questi elementi modifica di conseguenza le caratteristiche del tassello: infatti il fluido interno, (solitamente glicole o altro fluido viscoso simile) essendo costretto a muoversi attraverso un orifizio o un circuito inerziale, detto *inertia track*, crea degli effetti di rigidezza e smorzamento maggiori se confrontati quelli di un tassello elastomerico.

Grazie alla presenza di questi elementi interni quindi, i tasselli idraulici permettono una maggior versatilità rispetto ai semplici elastomerici. Le loro caratteristiche infatti saranno dipendenti dall'ampiezza dell'eccitazione garantendo in primo luogo basse rigidezze per isolare al meglio le vibrazioni ad alta frequenza e in secondo luogo elevati smorzamenti per fronteggiare eventuali eccitazioni impulsive caratterizzate da grandi ampiezze.

Esistono diverse varianti di supporti idraulici che si differenziano per la struttura e le tipologie di circuiti idraulici interni:

- Tasselli idraulici con semplice orifizio (Figura 1.9)
- Tasselli idraulici con inertia track (Figura 1.10)
- Tasselli idraulici con inertia track e decoupler (Figura 1.11)

Il decoupler è un elemento interno flottante che permette di disaccoppiare l'inertia track e consentire così il passaggio del fluido attraverso un percorso differente. Questo accorgimento fa sì che il tassello abbia un comportamento che risulta essere dipendente dall'ampiezza dell'eccitazione esterna.

Se si considera un tassello privo di decoupler sollecitato con una forzante generica, il fluido percorrerà l'inertia track, riempiendo e svuotando alternativamente le due camere. All'aumentare della frequenza di eccitazione si genera uno smorzamento aggiuntivo da parte

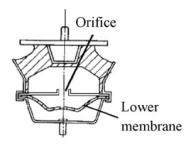


Figura 1.9: Tassello idraulico con semplice orifizio



Figura 1.10: Tassello idraulico con inertia track

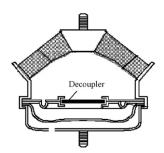


Figura 1.11: Tassello idraulico con inertia track e decoupler

dell' *inertia track* che fa aumentare la rigidezza dinamica del tassello, come illustrato in Figura 1.12. Questo effetto, come si è già detto, risulta indesiderato e viene parzialmente attenuato tramite il *decoupler*.

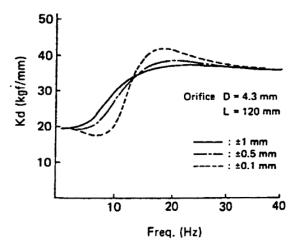


Figura 1.12: Rigidezza dinamica tassello idraulico senza decoupler

Infatti in presenza di eccitazioni con ampiezze ridotte (solitamente correlate ad elevate frequenze) il fluido tende a passare per il decoupler piuttosto che attraverso l'inertia track o l'orifizio, rendendo il comportamento del tassello assimilabile ad un elastomerico e riducendo così la rigidezza dinamica del tassello ad alte frequenze (Figura 1.13).

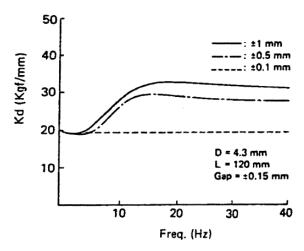


Figura 1.13: Rigidezza dinamica tassello idraulico con decoupler

Infine c'è da sottolineare che il decoupler non elimina del tutto l'irrigidimento indesiderato, bensì lo sposta a frequenze più elevate, a cui difficilmente si troverà a lavorare il tassello.

Ovviamente un opportuno studio dell'accoppiamento tassello-gruppo propulsivo (operazione denominata "tuning del tassello") permette di ridurre la rigidezza ad alta frequenza prevenendo l'innesco di fenomeni vibratori non graditi, e di mantenere un valore del coefficiente di smorzamento tale da poter contrastare eventuali eccitazioni impulsive.

1.3.3 Supporti passivi

Sia i tasselli elastomerici che quelli idraulici descritti nei due paragrafi precedenti rientrano nella classe dei supporti passivi, ovvero privi di un qualsivoglia organo attuatore che possa interagire con il tassello. In questo modo i parametri caratteristici quali rigidezza e smorzamento sono pressoché invariabili con la forzante. Infatti, una volta effettuato il tuning del tassello, le sue caratteristiche risultano ottimizzate soltanto per un determinato tipo di "isolamento obiettivo" a certe frequenze.

Questa tipologia di tasselli è indicata per ottenere un supporto del gruppo propulsore non troppo performante, ma che, allo stesso tempo, non sia eccessivamente costoso. Tuttavia può essere necessario, in alcune applicazioni, ottenere un migliore isolamento dalle vibrazioni. Per questo motivo è richiesta una maggiore versatilità ed adattabilità delle caratteristiche per rispondere al meglio alle diverse forzanti esterne sul tassello.

1.3.4 Supporti semi-attivi

Nella categoria di supporti semi-attivi rientrano quei tasselli passivi (quasi sempre di tipo idraulico) opportunamente modificati in modo da avere alcuni elementi regolabili. In questo modo è possibile riadattare il tassello a diverse condizioni di lavoro agendo sugli elementi di regolazione. Il sistema di adattamento dei parametri viene generalmente comandato attraverso un meccanismo di controllo in anello aperto.

Questa tipologia di supporti viene utilizzata principalmente per migliorare le performance nel range delle basse frequenze. Mentre per quanto riguarda l'isolamento delle alte frequenze vengono impiegati i supporti attivi. I parametri che vengono adattati in questo tipo di supporti sono la rigidezza e lo smorzamento anche se solitamente è più semplice, a livello di realizzabilità costruttiva, rendere modificabile soltanto lo smorzamento.

1.3.5 Supporti attivi

Per migliorare le performance di isolamento delle vibrazioni ad alta frequenza si ricorre ad un soluzione tecnologicamente più complessa rispetto a quelle presentate precedentemente. Si tratta infatti sostanzialmente di tasselli passivi (sia elastomerici che idraulici) accoppiati ad un attuatore, un sensore ed un opportuno sistema di controllo elettronico.

Questa tipologia di tasselli soddisfa le performance più critiche in quanto permette un continuo adattamento del tassello a quelle che sono le forzanti esterne che esso deve mitigare.

1.4 Scopo della tesi

Scopo di questo lavoro di tesi è l'indagine sulla variazione di rigidezza di uno degli elementi di supporto del gruppo propulsore del Jeep Renegade.

L'*EMS* relativo a questa vettura consta di 3 elementi che realizzano il collegamento fra gruppo propulsore e telaio:

- 1. Left Hand Mount LHM Shaft mount (Tassello lato cambio)
- 2. Right Hand Mount RHM Engine mount (Tassello lato motore)
- 3. $Torque\ Rod TR Rear\ Engine\ Mount$ (Bielletta che sorregge la parte inferiore del gruppo propulsore)

In particolare è stata analizzata la *Torque rod* (bielletta in gergo tecnico) del Jeep Renegade (prima motorizzazione - PN 52090573).

In Figura 1.14 è rappresentata la bielletta (4) la staffa intermedia (3) per il collegamento alla parte posteriore del gruppo propulsore, lo scudo termico (2) e vari organi di collegamento (1, 5, 6).

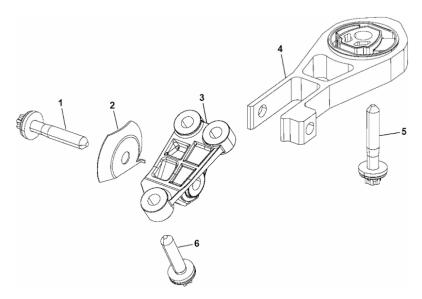


Figura 1.14: Torque rod e relativi componenti per il montaggio

1.4.1 Panoramica sul componente

La funzione primaria della bielletta è quella di sostenere inferiormente il gruppo propulsore lavorando in trazione e compressione rispettivamente durante le fasi di accelerazione o frenata, ed in generale garantendo il corretto posizionamento del gruppo propulsore durante un percorso stradale.

Da qui si evince come questo elemento, insieme agli altri due tasselli che compongono il gruppo di supporto del sistema di propulsione, svolga un ruolo chiave anche nell'isolamento delle vibrazioni; pertanto è sicuramente richiesta una profonda conoscenza del suo comportamento elastico. Tutto ciò si traduce nell'analizzare, in primo luogo, la rigidezza del componente e la sua dipendenza da fattori quali:

- Condizioni di carico (le tipologie di sollecitazioni che il componente si trova ad affrontare)
- Danneggiamento (derivante dalla storia di carico che il componente subisce durante il suo ciclo di vita)
- Temperatura di esercizio

Queste dipendenze sono approfondite in questo lavoro di ricerca, mettendo in evidenza, in primo luogo, l'influenza del solo danneggiamento e, successivamente, l'influenza della temperatura sul decadimento della rigidezza.

In particolare quest'ultima indagine è significativa poichè un'autovettura come il Jeep Renegade è distribuita in mercati di zone geografiche dalle condizioni climatiche anche molto differenti. Per cui, al fine di garantire il corretto funzionamento con diversi background climatici, è opportuna un'indagine che tenga conto delle temperature alle quali il componente può trovarsi ad operare.

È da sottolineare che la sostituzione della bielletta supporto motore, entro il ciclo di vita medio di un veicolo, di norma, non è necessaria se il decadimento delle sue caratteristiche meccaniche non è tale da compromettere il corretto funzionamento. Infatti, con questo lavoro di ricerca, è stata svolta un'analisi per avere una conferma che il decadimento della rigidezza sia contenuto entro certi limiti definiti in fase di progettazione.

1.4.2 Approccio utilizzato nella campagna di prove

Al fine di valutare il contributo del danneggiamento, meccanico e termico, del gommato della bielletta, la maniera più indicata è quella di sottoporre un componente nuovo (provino) alle stesse sollecitazioni cui esso è soggetto durante il suo ciclo di vita su vettura: dal momento in cui esso viene assemblato sul veicolo (componente nuovo) al momento in cui esso deve essere sostituito (fine vita).

Queste sollecitazioni rappresentano quella che è ben nota con il nome di storia di carico del provino. Al fine di quantificare il peso del danneggiamento, la storia di carico viene periodicamente interrotta per svolgere delle caratterizzazioni che permettono di valutare la rigidezza del provino al momento dell'interruzione della storia di carico.

La storia di carico utilizzata in questa tesi non è virtuale, bensì deriva da un'acquisizione reale su una vettura. Il veicolo di test ha effettuato una serie di percorsi su strada, mentre una serie di componenti sono stati equipaggiati con sensori per l'acquisizione di forze, accelerazioni, spostamenti, ect, fra i componenti strumentati vi è anche la bielletta di nostro interesse. Quindi l'input di partenza, adoperato per questo lavoro, è stato ottenuto da acquisizioni su strada ed opportunamente post-processato per renderlo fruibile ai fini della campagna di prove in oggetto.

Successivamente 12 provini nuovi sono stati sottoposti all'azione di questa storia di carico e, al fine di quantificarne l'impatto in termini di danneggiamento, la storia di carico è stata periodicamente interrotta in favore di una valutazione della rigidezza del gommato; tale valutazione avviene tramite una prova specifica: la caratterizzazione statica e dinamica.

Questa valutazione di rigidezza ha quindi consentito di confrontare il decadimento nel caso di vari scenari, così da ottenere una rosa di prove abbastanza ampia e poter fare delle valutazioni globali. Questi aspetti sono approfonditi più in dettaglio nei capitoli 5 e 6.

Capitolo 2

Descrizione banco

2.1 Banco di prova

Il banco adoperato per questa campagna di prove è l'MTS 833 (Figura 2.1.), sviluppato dal fornitore MTS per lo svolgimento di prove di caratterizzazione e fatica su elastomeri anche con segnali strada. Si tratta di un banco triassiale in quanto sono presenti 3 attuatori mutuamente ortogonali che possono essere comandati in forza e/o spostamento. I range di lavoro nominali del banco sono riportati in Tabella 2.1.

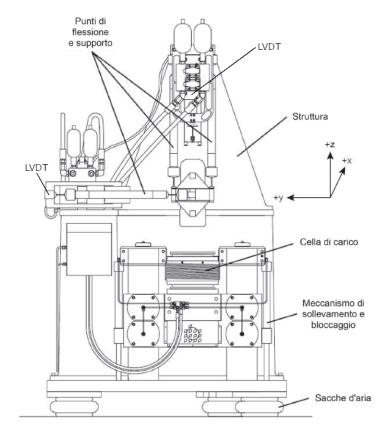


Figura 2.1: Banco MTS 833 con sistema di riferimento

Tabella 2.1: Principali range di lavoro nominali del banco

Range nominale frequenze	Escursione nominale forze	Escursione nominale spostamenti
0 ÷ 80 Hz	$\pm~25~\mathrm{kN}$	$\pm~25~\mathrm{mm}$

Come output è possibile leggere:

- Segnali di forza nel dominio del tempo
- Segnali di spostamento nel dominio del tempo
- Rigidezze e smorzamenti nel dominio delle frequenze
- Velocità e accelerazioni nel dominio del tempo
- Varie FRF (Funzioni di risposta in frequenza)

Questo è possibile grazie alla cella di carico del banco, ed agli LVDT posti su ciascuno dei 3 attuatori.

Inoltre tramite opportuna scheda di acquisizione esterna è possibile collegare strumenti addizionali quali accelerometri, estensimetri, termocoppie, etc.

Nel caso di questo studio le letture addizionali sono quelle relative ad una termocoppia, utilizzata per le prove a temperatura controllata con cella climatica e a un estensimetro applicato direttamente su una delle biellette di prova. In particolare quest'ultima scelta è stata fatta per fornire un'alternativa all'uso della sensoristica del banco (cella di carico) e, quindi, avere eventualmente una maggiore libertà di ripetizione della prova, come approfondito nel paragrafo 3.2.3.

2.2 Cella climatica

Oltre alle normali prove effettuate a temperatura ambiente, è possibile svolgere anche prove a temperatura controllata. Questo avviene mediante l'accoppiamento del banco ad una cella climatica, che ricopre e circonda il provino, lo isola dall'esterno e lo sottopone ad un flusso d'aria ad una certa temperatura. Il sistema in oggetto, capace di operare nel range di temperature compreso fra $-40~^{\circ}\text{C}$ e $150~^{\circ}\text{C}$, è composto da:

- Unità di condizionamento remoto
- Tubi di collegamento
- Cella climatica
- Termocoppia
- Sistema di tenuta pneumatico

La cella climatica propriamente detta (in Figura 2.2) consiste in un box in materiale metallico coibentato internamente. Di seguito la Figura 2.3 rappresenta uno schema dell'accoppiamento del box con il banco, insieme alla cella, sono presenti anche gli altri componenti di interfaccia con il banco.

Il montaggio della cella climatica sul banco prevede che essa venga calzata sulla cella di carico facendo combaciare la sezione tubolare all'altezza della camera pneumatica, presente sulla cella di carico stessa.



Figura 2.2: Dettaglio cella climatica con sistema di riferimento del banco

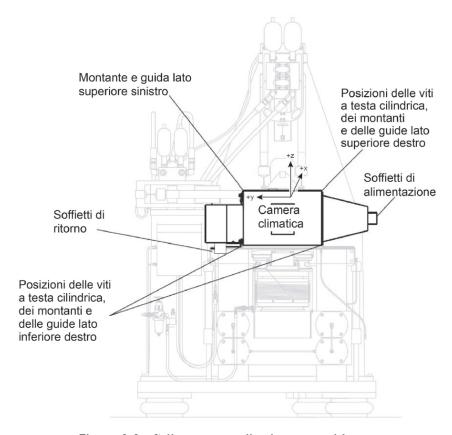


Figura 2.3: Collocamento cella climatica sul banco

Lo scopo della camera pneumatica, una volta gonfiata, è quello di isolare in maniera rigorosa l'ambiente di prova evitando eventuali trafilamenti di aria che porterebbero alla variazione temperatura di esercizio.

Pur garantendo la tenuta appena descritta vi sono però altri fattori che provocano delle leggere fluttuazioni termiche quali la conduzione attraverso le pareti metalliche anche se ben coibentate; tuttavia un controllo retroattivo, che avviene grazie alla lettura della termocoppia, consente il mantenimento costante della temperatura impostata.

2.3 Montaggio componente da testare

Per effettuare il collegamento fra il componente da testare ed il banco è necessario prevedere degli elementi intermedi che, oltre a sostenere il pezzo e a consentirne il vincolo al banco, hanno la funzione di trasmettere il carico al provino. Una tipica configurazione è schematizzata in Figura 2.4.

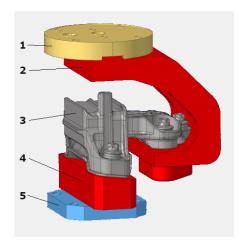


Figura 2.4: Schema configurazione attrezzatura e tassello generico

Di seguito si individuano i vari elementi che compongono il blocco montato sul banco:

1. Upper Plate: Piatto superiore

2. Upper Clamp: Supporto superiore

3. Componente da testare

4. Lower Clamp: Supporto inferiore

5. Lower Plate: Piatto inferiore

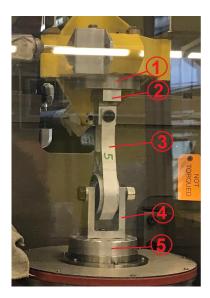


Figura 2.5: Schema configurazione attrezzatura e bielletta

Lo schema di montaggio per la bielletta in esame, senza cella climatica installata, riportato in Figura 2.5 consiste in:

- 1. Piatto superiore
- 2. Staffa superiore
- 3. Bielletta
- 4. Forcella inferiore
- 5. Piatto inferiore

Nel caso delle prove con cella climatica la disposizione prevede una modifica al normale schema di montaggio a causa degli ingombri propri della cella, si riporta in Figura 2.6 la relativa configurazione.



Figura 2.6: Schema configurazione attrezzatura e bielletta - con cella climatica

2.4 Sistemi di riferimento

Il banco possiede un proprio sistema di riferimento (s.r.) destrorso, le cui direzioni sono rappresentate in Figura 2.1. Vi è poi un secondo sistema di riferimento relativo alla vettura che invece è schematizzato in Figura 2.7, del quale si riportano le indicazioni relative ai 6 gradi di libertà del veicolo:

- $\bullet~X:$ asse longitudinale vettura. Direzione positiva: retromarcia
- Y: asse laterale vettura. Direzione positiva: destra del guidatore
- Z: asse verticale vettura. Direzione positiva: tettuccio
- \bullet R_X : asse di rollio. Rotazione intorno all'asse X del veicolo
- \bullet R_Y : asse di beccheggio. Rotazione intorno all'asse Y del veicolo
- \bullet $R_Z:$ asse di imbardata. Rotazione intorno all'asse Z del veicolo

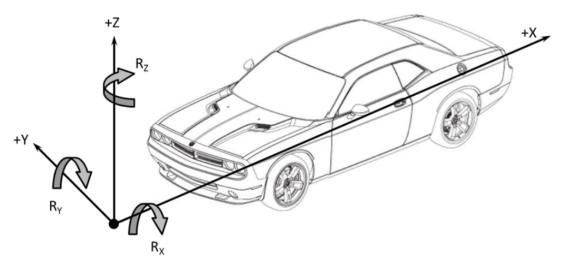


Figura 2.7: Sistema di riferimento della vettura

Infine esiste un terzo sistema di riferimento che è quello relativo al componente (nel caso specifico la bielletta) ed è tale da essere coerente con il sistema di riferimento vettura, infatti in Figura 2.8, dove è rappresentato il componente nella posizione di montaggio su vettura, si constata facilmente che:





Figura 2.8: Collocazione della bielletta e relativo sistema di riferimento rispetto alla vettura

Per una corretta esecuzione delle prove occorre montare il componente in modo tale che la sua orientazione sul banco coincida con quella all'interno della vettura.

Tuttavia non è sempre possibile effettuare un montaggio tale che le direzioni delle attuazioni provenienti dal banco siano coincidenti con le direzioni delle sollecitazioni che il tassello assorbe quando è montato su vettura.

Ovvero, sostanzialmente, il sistema di riferimento del componente può non coincidere con quello del banco; in questi casi bisogna montare le attrezzature per come è consentito farlo e successivamente, durante la fase di setup della prova, assegnare a ciascuna direzione

il comando opportuno. È questo il caso della bielletta, il cui montaggio viene trattato in maniera approfondita nel paragrafo 2.4.1.

2.4.1 Sistemi di riferimento bielletta e banco

Nel caso della bielletta in esame, il sistema di riferimento locale è riportato in Figura 2.9 insieme alle indicazioni su come il componente, di prova deve essere montato sul banco.

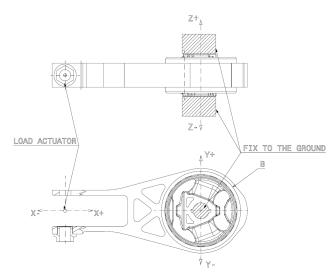


Figura 2.9: Sistema di riferimento locale della bielletta

La direzione principale di sollecitazione della bielletta è quella lungo l'asse X. Tuttavia le forcelle di supporto, necessarie per l'allestimento della bielletta sul banco, consentono il montaggio del componente in maniera tale che l'asse principale sia allineato con l'asse Z del banco e non con il suo asse X.

Dalla Figura 2.10 emerge in maniera più evidente che le specifiche condizioni di montaggio della bielletta fanno sì che l'asse X del s.r. del componente risulti allineato all'asse Z del s.r. del banco di prova ma con i versi invertiti, da cui segue:

$$Z_{banco}^+ \equiv X_{bielletta}^-$$

I segnali strada acquisiti, menzionati precedentemente, devono essere riprodotti sul banco tenendo appunto conto di questa relazione fra i due s.r. in questione.



Figura 2.10: Bielletta su banco e relativi sistemi di riferimento

Considerando la bielletta montata su vettura $(X_{vettura}^+ \equiv X_{bielletta}^+)$ in condizioni di lavoro normali e facendo riferimento alla Figura 2.11 si deduce che:

- con il veicolo in marcia avanti: la bielletta si trova a lavorare in trazione $(X_{bielletta}^-)$ infatti, il cannotto è collegato al telaio mentre le forcelle solidali all'anello esterno realizzano il collegamento con il motore; in marcia avanti la luce più ampia fra boccola e staffa si va a ridurre finché il gommato presente sull'anello esterno (D) va in battuta con il gommato della cannotto (C).
- con veicolo in retromarcia: valgono le medesime considerazioni fatte per la marcia avanti ma considerando i versi invertiti, quindi la luce che si riduce è quella più piccola, ed al limite il contatto delle parti gommate avviene rispettivamente fra i punti A e B.

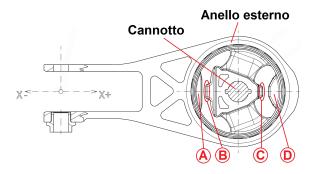


Figura 2.11: Dettaglio punti di contatto in marcia avanti e retromarcia

Da queste considerazioni e della condizione di montaggio della bielletta sul banco (Figura 2.10) si deduce come la trazione della bielletta $(X_{bielletta}^-)$ corrisponda alla direzione di "trazione" del banco (Z_{banco}^+) , pertanto il montaggio proposto è ottimale in quanto comporta solamente una conversione delle direzioni ma non del segno della forzante.

Capitolo 3

Setup delle prove

3.1 Introduzione

L'acquisizione dei segnali strada menzionata nel paragrafo1.4.2 è avvenuta per mezzo di una vettura allestita con 150 differenti sensori, fra cui l'estensimetro collegato alla bielletta in esame. Il veicolo di test ha eseguito una serie di percorsi, dettati da normativa, tali da poter coprire la maggior parte di condizioni strada che il veicolo commercializzato si troverà ad affrontare.

I percorsi trattati per questo lavoro di tesi sono 9, ciascuno dei quali possiede una propria sigla distintiva, preceduta da un acronimo che indica le condizioni di carico della vettura. Di seguito gli acronimi adoperati:

- FPL (Full Pay-Load): Condizioni di carico massime per l'autovettura
- LAP (Light As Possible): Condizioni di carico minime per l'autovettura
- OR (Off-Road): Condizioni di carico con 2 passeggeri e 70 kg nel bagagliaio

Oltre all'indicazione sulle condizioni di carico della vettura, a ciascun percorso è associata una sigla specifica che individua il tratto di pista sul quale viene effettuata la prova su strada. In Tabella 3.1 ne viene brevemente fornita una descrizione.

Tabella 3.1: Percorsi strada adoperati per lo studio

Condizioni di carico vettura	Sigla	Descrizione percorso
FPL	PABA	Pavè belga
(Full Pay-Load)	OB-PROC	Onda breve - Procaccini
	PORF - PROC	Pavè svizzero italiano - Procaccini
	POT	Buca
LAP	PABA	Pavè belga
(Light As Possible)	OB-PROC	Onda breve - Procaccini
	PORF - PROC	Pavè svizzero italiano - Procaccini
	POT	Buca
OR (Off-Road)	TLANE	Truck lane

Le acquisizioni effettuate, anche dette RLDA (Road Load Data Acquisition) signals, rappresentano soltanto dei segnali grezzi di partenza, che necessitano, pertanto, di una serie di operazioni preliminari, affinché venga assicurata una loro riproduzione sul banco quanto più fedele possibile.

I segnali trattati si identificano, d'ora in avanti come segue:

- segnali desiderati (indicati anche come "DES"): ovvero i segnali che si vogliono riprodurre sul banco;
- segnali di comando (indicati anche come "DRIVE"): segnali con cui vengono movimentati gli attuatori del banco, responsabili dell'applicazione delle forzanti sul tassello;
- segnali risposta (indicati anche come "RSP"): il generico segnale rilevato dai sensori del banco.

Nel caso di questo lavoro, i DES sono delle forzanti; invece come RSP vengono lette sia risposte in forza sia risposte in spostamento. Per le prime si ricorrerà a:

- l'estensimetro montato sulla bielletta e la cella di carico triassiale del banco nel caso della bielletta estensimetrata;
- la cella di carico triassiale del banco nel caso delle biellette non estensimetrate.

Per quanto riguarda i segnali di spostamento, la lettura delle risposte avviene tramite gli LVDT posizionati sui tre attuatori.

3.2 Acquisizione e riproduzione del segnale strada

L'obiettivo preliminare è quello di rendere coincidenti il segnale desiderato e la risposta così da poter effettuare correttamente le prove.

Se il sistema di attuazione del banco seguisse una legge lineare e se i pezzi in prova fossero infinitamente rigidi, allora si potrebbe comandare il banco direttamente con il segnale desiderato, ottenendo una risposta pressoché coincidente con il desiderato stesso, in un rapporto 1:1.

Dato che, invece, il banco non ha un comportamento lineare e i pezzi in prova sono dotati di elastomeri, bisogna intraprendere un processo iterativo finalizzato all'individuazione di quel comando specifico tale da produrre come risposta del banco un segnale che approssimi al meglio il desiderato.

In questo processo diventa fondamentale la valutazione della Funzione di Risposta in Frequenza del banco, che, come ogni FRF, correla tra loro il segnale di ingresso a un sistema ed il segnale di uscita dallo stesso.

Sulla base dell'esperienza, si ritiene sufficiente concludere le iterazioni quando risposta e desiderato hanno uno scarto all'incirca pari al 5-10%; in queste circostanze è facile appurare, anche visivamente come si vedrà nel seguito del documento, che i due segnali sono molto ben sovrapponibili.

3.2.1 Software RPC

Per il trattamento dei segnali menzionati precedentemente è stato utilizzato il software RPC. Esso è suddiviso in differenti sezioni, ciascuna delle quali ha particolari funzioni; di seguito le 4 sezioni principali che sono state adoperate per questo lavoro, e le rispettive funzionalità:

- Setup per definire canali di comando/lettura e parametri realtivi alle acquisizioni;
- Analyze per effettuare operazioni preliminari sui segnali grezzi ed ottenere i DES;
- *Model* per ricercare le FRF;
- Simulate per ricercare i DRIVE.

Riassumendo quanto accennato prima, dalla strumentazione del tassello montato sul banco si vuole leggere un segnale (RSP) che sia il più possibile simile a quello proveniente dalla prova su strada opportunamente modificato (DES). Entrambi i segnali sono noti, perché il primo è letto dai sensori del banco mentre il secondo è rilevato su strada tramite acquisizioni del veicolo di prova.

La non linearità del banco fa sì che il trasferimento del segnale non sia 1:1; ovvero, utilizzando il segnale rilevato su strada come comando, sul tassello non viene riprodotto esattamente il segnale strada dato in comando bensì un segnale differente.

Pertanto si ricorre ad un'opportuna Funzione di Trasferimento (FRF) che, a partire dalle informazioni contenute nella time history della prova su strada (DES), generi un adeguato comando per gli attuatori del banco (DRIVE); con la condizione che quest'ultimo segnale sia proprio quello tale da generare una RSP il più possibile simile al DES.

Si è arrivati quindi a definire un problema caratterizzato da 4 segnali, di cui 2 noti (DES e RSP) e 2 da determinare (FRF e DRIVE)

Per risolverlo, si suddivide il problema in due parti e considerando la prima relazione, quella tra DES e DRIVE si sfrutta la definizione di Funzione di Trasferimento:

$$H(\Omega) = \frac{Output\ signal(\Omega)}{Input\ signal(\Omega)}$$

che, applicata al nostro problema, diventa:

$$H(\Omega) = \frac{DES(\Omega)}{DRIVE(\Omega)}$$

da cui si può esplicitare il DRIVE :

$$DRIVE(\Omega) = \frac{DES(\Omega)}{H(\Omega)} = DES(\Omega) \cdot H^{-1}(\Omega)$$

Dall'ultima formula ottenuta si è giunti alla definizione del DRIVE incognito da ottenere; tuttavia $H(\Omega)$ non è nota, quindi anche la sua inversa è incognita. Per trovare $H(\Omega)$, occorre risolvere la seconda parte del problema sfruttando l'altro dato noto, ovvero la RSP.

In particolare, si costruisce un problema analogo a quello appena descritto: tramite la sezione *Model* di RPC si crea un DRIVE di rumore bianco (segnale casuale, ma noto perchè generato), dopodiché, si legge il segnale RSP dalla sensoristica del banco. A questo punto, applicando la medesima definizione di Funzione di Trasferimento vista prima e sfruttando la conoscenza di entrambi i segnali Drive e Risposta (il primo costruito, il secondo, letto), si ricava:

$$H(\Omega) = \frac{Output\ signal(\Omega)}{Input\ signal(\Omega)} = \frac{Risposta(\Omega)\ al\ rumore\ bianco}{Drive(\Omega)\ di\ rumore\ bianco}$$

Riassumendo, quindi, i passaggi da svolgere per una corretta riproduzione del segnale strada su banco sono da effettuarsi in quest'ordine:

- 1. Operazioni generiche sui segnali grezzi per ottenere il DES
- 2. Ricerca della FRF
- 3. Ricerca del DRIVE che fornisca: RSP \equiv DES.

3.2.2 Operazioni preliminari di analisi sui segnali strada acquisiti - Analyze

Poiché i segnali strada acquisiti sono grezzi essi necessitano di una serie di operazioni che hanno lo scopo di rendere il segnale più significativo ai fini della riproduzione della prova.

A tale scopo si usa la sezione Analyze di RPC. Ognuno dei percorsi acquisiti su strada viene sottoposto a delle operazioni preliminari che, generalmente, prevedono:

- Estrazione di canali
- Ricampionamento (di solito a 2048 Hz, o ad almeno 5 volte la più alta frequenza del segnale)
- Filtraggio (solitamente a 50Hz)
- Cambiamenti di segno (a seconda di come è orientato il pezzo in prova rispetto al banco)
- Unione di Time Histories
- Taglio delle porzioni di solo rumore o delle porzioni che non corrispondono alla percorrenza del veicolo, ovvero a manovre esclusivamente di frenata o messa in moto

Al termine di queste operazioni si ottiene quindi il segnale desiderato (DES) propriamente detto, che differisce dalla time history strada a causa di tutte le operazioni svolte su di esso. Le operazioni effettuate per questo lavoro sono riportate in Tabella 3.2.

Tabella 3.2: Successione delle operazioni svolte sui percorsi strada

Operazione	Scopo		
Importazione dati	Importare dei dati acquisiti globalmente: 150 canali		
Estrazione canale	Estrarre 1 canale relativo alla bielletta (CH90) che rappresenta l'estensimetro ad essa collegato		
Taglio del segnale	Eliminare i transitori iniziali e finali non significativi ai fini della prova		
Ricampionamento	Ottenere una frequenza di campionamento di 409,6 Hz a partire da quella dei dati grezzi (1200 Hz)		
Filtraggio	Eliminare le frequenze superiori ai 50 Hz non significative ai fini della prova, con filtro passa banda da 0 a 50 Hz		
Modifica dell'header	Utilizzare il segnale di risposta nella sezione $Simulate$		
Spettro in frequenza	Visualizzare l'ampiezza del segnale al variare della frequenza		

3.2.3 Procedura di ricerca della FRF - Model

In questa fase viene individuata la Funzione di Risposta in Frequenza del sistema banco-attrezzatura-componente; la sezione *Model* di RPC viene usata a tale scopo.

La ricerca viene effettuata mediante l'azionamento sequenziale degli attuatori secondo una forzante casuale (rumore bianco). Nel caso specifico questa operazione si semplifica perché

ai fini delle prove sarà di interesse soltanto l'asse Z del banco, pertanto esso sarà l'unico ad essere azionato in questo frangente.

Come accennato nel paragrafo 2.1, per fornire un'alternativa all'uso della sensoristica del banco (cella di carico) e, quindi, avere una maggiore libertà di ripetizione della prova è stata adoperata, oltre alle normali biellette prive di sensori, la stessa bielletta estensimetrata usata per le acquisizioni su strada. SG è l'acronimo con cui si identificherà lo Strain gauge.

Quindi a seconda della modalità di lettura della risposta si delineano due casi, riassunti in Tabella 3.3.

Tabella 3.3: Riepilogo FRF

Nome FRF	Sensori applicati alla bielletta	Lettura segnale risposta
FRF 1	-	cella di carico
FRF 2	${\rm estensimetro}$	estensimetro

Considerando il primo caso (FRF 1) si parte dal rapportare risposta al rumore bianco generato (letta sulla cella di carico integrata nel banco) al DRIVE che l'ha generata, viene così creata una matrice FRF $(H(\Omega))$ contenente i rapporti tra input e output del sistema nella configurazione in cui esso si trova (considerando quindi la presenza del provino, delle attrezzature e di conseguenza le iterazioni con il banco).

Intervenendo su alcuni parametri di controllo si ripete il processo appena descritto fino a quando:

- lo scarto tra i due suddetti segnali (nel dominio del tempo) scende al di sotto del 10%;
- il decadimento in ampiezza della FRF (segnale nel dominio della frequenza) risulta contenuto in un ordine di grandezza nell'intorno dello zero (ovvero si hanno ingresso ed uscita del segnale in rapporto 1:1);
- lo sfasamento ottenuto è tale da non causare eventuali inversioni di fase.

Il rispetto di queste condizioni porta ad ottenere degli andamenti ottimali di ampiezza e fase della FRF, come riscontrabile dallo spettro in frequenza della FRF 1 definitiva ottenuta dopo una serie di iterazioni, rappresentato in Figura 3.1.

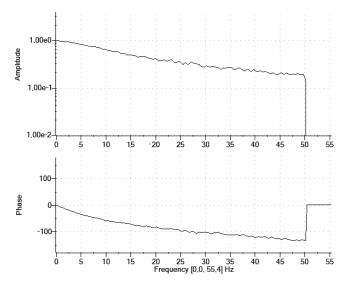


Figura 3.1: Spettro in frequenza di ampiezza e fase della FRF 1 definitiva

La FRF corrispondente all'iterazione più soddisfacente sarà quella che verrà usata anche per la simulazione con il segnale strada.

Per il secondo caso, riportato in Tabella 3.3, ovvero quello relativo alla ricerca della FRF 2, sono state eseguite le medesime operazioni appena descritte, utilizzando però, come feedback di forza per la lettura della risposta, lo strain gauge montato sulla bielletta.

3.2.3.1 Operazioni effettuate con la bielletta estensimetrata

Il collegamento dello SG alla scheda di acquisizione è stato effettuato in modo da leggere un segnale positivo in Volt (e quindi, dopo la riconversione, positivo in Newton per la direzione Z_{banco}^+ , mantenendo la polarità invariata) quando la bielletta risulta in trazione ($X_{bielletta}^-$). Lo SG è stato montato sugli steli della forcella come in Figura 3.2. I dati caratteristici del sensore sono i seguenti:

• Campo misura: +/- 32160 kN

• Risoluzione: N/mV COMPLETARE

• Tensione di eccitazione: 5 V

• Sensibilità: 2 mV/V

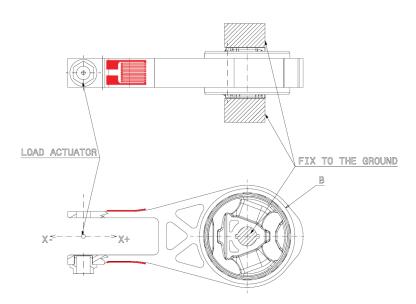


Figura 3.2: Bielletta estensimetrata con posizione estensimetro e sistema di riferimento locale

Dopo aver effettuato il montaggio della bielletta sul banco, l'operazione preliminare è stata quella di verificare quanto precarico di montaggio subisce la bielletta durante l'installazione.

In queste condizioni, il segnale di forza letto dallo SG non risulta nullo, bensì positivo (bielletta in trazione), a causa della modalità di fissaggio del componente all'attrezzatura. Infatti, il bullone di serraggio (dettaglio in Figura 3.2) causa la flessione degli steli della forcella verso l'interno facendoli avvicinare tra loro ed il loro allungamento: la conseguente deformazione dello SG viene letta come uno stato di trazione anche se effettivamente l'asse Z risulta scarico. Trattandosi quindi di un segnale spurio ai fini della prova è stato compensato con un opportuno offset (circa $-6~\rm kN$) in modo da non inficiare sui valori effettivi della lettura.

Inversione di fase nella FRF 2

Durante l'analisi dello spettro della FRF 2, ottenuta utilizzando lo SG come feedback di forza, è stata riscontrata un'inversione di fase intorno ai 25 Hz (dettaglio in Figura 3.3) che non è stato possibile eliminare neanche con una grande quantità di iterazioni.

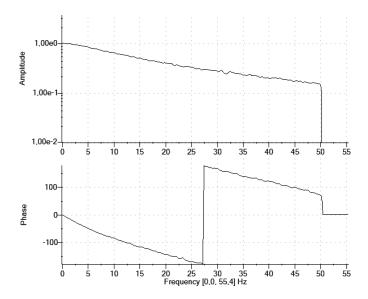


Figura 3.3: Inversione di fase della FRF 2 (spettro in frequenza)

Normalmente, un'inversione di fase della FRF da una certa frequenza f_{inv} in poi, comporterebbe, a livello di risposta sul banco, una distorsione non gradita delle informazioni contenute nel segnale che si intende riprodurre; infatti supponendo idealmente di scomporre il segnale desiderato secondo la serie di Fourier, nell'adoperare la FRF 2 si otterrebbe un'inversione di fase nelle sole armoniche aventi le frequenze del range $25 \div 50$ Hz.

Per questo motivo si è reso necessario verificare che l'impatto di questa inversione fosse comunque molto contenuto.

La verifica è consistita nel filtrare i segnali desiderati da 25 a 50 Hz con un filtro passabanda, per poi appurare che in questa banda l'entità delle sollecitazioni affette da inversione di fase su ciascuno dei segnali desiderati sarebbe stata al massimo di 450 N. Si è pertanto giunti alla conclusione che è possibile mantenere la FRF 2 con l'inversione di fase senza che essa comporti una significativa distorsione delle informazioni contenute nei segnali strada, in quanto il contenuto medio dei segnali realistici trattati è di un ordine di grandezza superiore.

Quindi, riassumendo, sono state trovate due differenti FRF relative ai rispettivi casi sopra esposti: feedback dalla cella di carico e feedback dall'estensimetro.

Ai fini della ricerca della corretta riproduzione del segnale strada sul banco sarebbe necessaria soltanto una FRF, ma, come già detto, per fornire un'alternativa all'uso della sensoristica del banco e quindi avere una maggiore libertà di ripetizione della prova, è stato fatto un confronto fra i due metodi.

3.2.4 Procedura di ricerca del DRIVE - Simulate

Nella sezione Simulate di RPC si abbandona il rumore bianco in favore dei segnali strada; per ciascuno di essi, occorre ricercare il DRIVE tale che la risposta letta sul banco coincida, il più possibile, con il desiderato; solo allora si potrà considerare conclusa la serie di operazioni necessarie alla riproduzione del segnale strada sul banco.

Per ottenere il DRIVE appena menzionato si adopera la FRF ricavata precedentemente nella sezione *Model*. Nel caso specifico si ricorda che sono state ricavate due differenti FRF riepilogate in Tabella 3.3.

Si consideri che in questa fase il segnale strada a cui si fa riferimento è il desiderato, frutto dell'editing del segnale strada grezzo di partenza avvenuto nella sezione *Analyze*. Si procede secondo questi step:

- 1. Selezione del DES da riprodurre sul banco ottenuto in Analyze
- 2. Selezione della FRF ottimale ottenuta in Model
- 3. Impostazione parametri "region" e "gain multiplier" ovvero dei guadagni relativi ciascun asse per "indirizzare" l'iterazione verso una convergenza più veloce verso il DRIVE definitivo
- 4. Iterazione fino all'ottenimento di una buona sovrapposizione del DES e risposta filtrata a 50 Hz (il confronto si fa con la risposta filtrata perché il DES è per convenzione il segnale strada già filtrato; questa risposta filtrata verrà indicata d'ora in avanti con RFL per distinguerla dalla semplice risposta non filtrata RSP)

Per poter fare un confronto visivo immediato sulla qualità della riproduzione ottenuta alla fine di ogni iterazione, vengono plottati i seguenti segnali temporali su uno stesso grafico:

- Risposta obiettivo (DES)
- Risposta reale filtrata (RFL) (con filtro passa basso: frequenza di taglio a 50 Hz)

Per rappresentare questo confronto, è stato preso a campione il segnale desiderato relativo al percorso LAP_POT; in Figura 3.4, sono riportate alcune delle RFL ottenute alla fine delle iterazioni 0, 2 ed 8 insieme al segnale DES cui esse tendono con il progredire delle iterazioni.

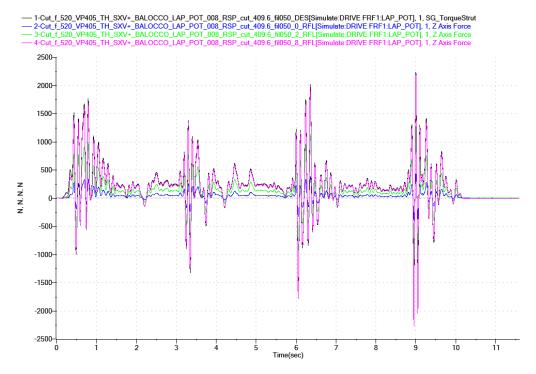


Figura 3.4: Confronto fra DES ed RFL a diverse iterazioni - (percorso: LAP POT)

In Figura 3.5 è riportato un dettaglio del medesimo segnale, che evidenzia meglio la progressione della convergenza verso il risultato finale; in questa figura è stata aggiunta anche la traccia relativa all'iterazione finale (nr. 10).

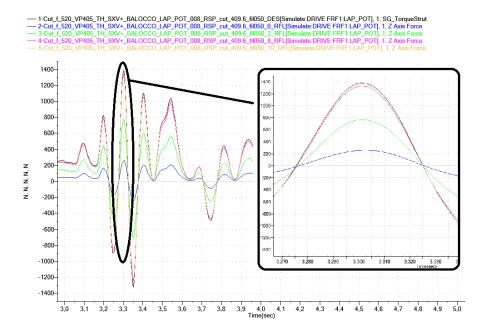


Figura 3.5: Confronto fra DES ed RFL a diverse iterazioni - (percorso: LAP_POT) - Dettaglio

Questi andamenti, tuttavia, sono utili a definire soltanto da un punto di vista qualitativo la bontà della riproduzione del segnale strada.

Per avere un riscontro quantitativo si considerano, invece i seguenti termini, calcolati dal software alla fine di ogni iterazione:

• Valore massimo:

$$MAX = \frac{MAX[DES(t)]}{MAX[RFL(t)]} \cdot 100 \%$$

• Valore minimo:

$$min = \frac{min[DES(t)]}{min[RFL(t)]} \cdot 100 \%$$

• Errore (Radice dell'errore quadratico medio - RMSE):

RMSE =
$$\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{d_i - f_i}{\sigma_i}\right)^2}$$

Affinché le iterazioni procedano bene, si deve avere che:

- Valore MAX: deve tendere al 100%
- Valore min: deve tendere al 100%
- Errore (RMSE): questo, in realtà rappresenta il vero termine di bechmark che definisce quantitativamente la bontà dell'iterazione. Esso deve tendere a 0%; se si ottiene un valore pari al 10-15% si può ritenere ancora accettabile, tuttavia maggiore è il margine accettato, più sarà necessario verificare visivamente la qualità della sovrapposizione fra il segnale strada DES da riprodurre e quello di RFL ottenuto dal DRIVE dell'ultima iterazione.
- Valutazione visiva della sovrapposizione fra il segnale strada DES da riprodurre e quello di RFL ottenuto dal DRIVE dell'i-esima iterazione.

Nel caso in esempio, come mostra la Figura 3.6, in cui sono riportati i valori di MAX, min, RMSE per ogni iterazione relativi sempre al percorso LAP_POT, si vede che le condizioni di cui sopra risultano ampiamente soddisfatte.

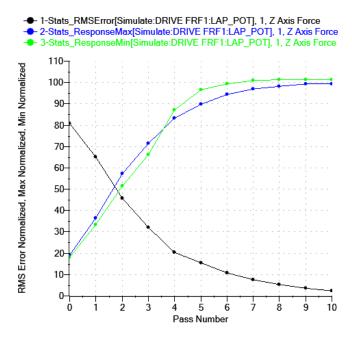


Figura 3.6: Valori di MAX, min, RMSE per ogni iterazione - percorso: LAP POT

A conferma di ciò, in Figura 3.7, sempre relativamente al percorso LAP_POT, si riportano il DES e la RFL definitiva, ottenuta con il DRIVE dell'ultima iterazione, dove è possibile notare la praticamente perfetta sovrapposizione dei due segnali.

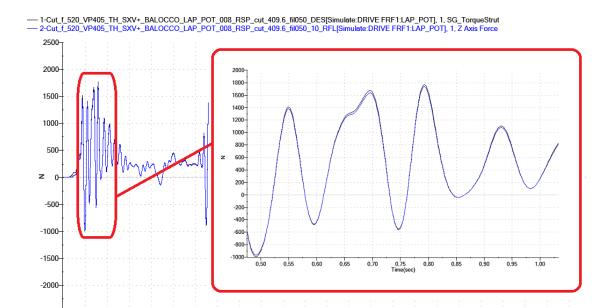


Figura 3.7: Confronto fra DES ed RFL dell'ultima iterazione

6.0 6.5 Time(sec) 7.0

8.0

10,0 10,5 11,0 11,5

5.0 5.5

3.5 4.0 4.5

3,0

In maniera analoga a quanto visto per il percorso LAP_POT per ciascuno dei segnali strada è stato ricavato il relativo DRIVE utilizzando prima la FRF 1 e successivamente la FRF 2.

Successivamente per ognuno dei 9 segnali sono state confrontate le risposte ottenute con a partire dalle due FRF differenti, ottenendo una sovrapposizione praticamente perfetta.

Per cui si è così dimostrata l'efficienza, e l'intercambiabilità del secondo metodo di acquisizione (tramite bielletta estensimetrata) con il primo. Le prove affaticanti svolte nel seguito pertanto, sono state effettuate con i DRIVE ottenuti a partire soltanto dalla FRF 1.

Adesso siamo in possesso dei 9 DRIVE che danno come risposta esattamente i 9 segnali desiderati da cui si è partiti all'inizio del capitolo; con questo si ritiene conclusa la procedura di ricerca della buona riproduzione del segnale strada sul banco.

Capitolo 4

Prove iniziali sui componenti

4.1 Caratterizzazioni statiche

La caratterizzazione statica di un componente è finalizzata ad individuare la sua rigidezza in condizioni statiche.

La procedura di caratterizzazione avviene applicando un segnale di comando in forza (segnale a rampa) con opportune specifiche (intervallo forze, velocità di movimento attuatori) che dipendono dalle indicazioni da norma o da disegno di ciascun antivibrante analizzato. Come output vengono lette le forze dalla cella di carico e gli spostamenti dagli LVDT, riportando in un grafico forza-spostamento (Figura 4.1) la curva caratteristica.

Nel grafico si può individuare una zona elastica (andamento lineare) ed una plastica (andamento non lineare). Il tratto di interesse per la valutazione della rigidezza statica è quello lineare, il quale solitamente si colloca, come nel caso della bielletta di questo studio, nell'intorno dell'origine.

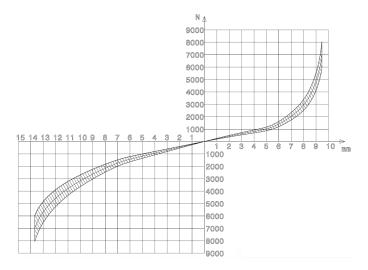


Figura 4.1: Curva caratteristica statica di forza-spostamento asse longitudinale $X_{bielletta}$

Generalmente la caratterizzazione viene effettuata sequenzialmente su tutte le direzioni, estendendosi sia in trazione sia in compressione; ovviamente geometria e simmetria del gommato dello specifico tassello incidono sulla forma e sull'ampiezza della curva, rivelando comportamenti differenti del componente.

In questo studio si farà riferimento soltanto alla rigidezza longitudinale (X nel s.r. locale della bielletta).

La forma tipica della curva di caratterizzazione è quella vista in Figura 4.1. L'andamento della forza in funzione dello spostamento risulta simmetrico in un piccolo intorno dello 0, per poi lasciare spazio a due comportamenti diversi in trazione e compressione, cosa che rende il grafico globalmente non simmetrico rispetto all'origine.

Questa asimmetria può essere spiegata esaminando la conformazione della bielletta rappresentata in Figura 4.2: si nota che vi sono due corse differenti a seconda della direzione di tamponamento dell'anello esterno (mobile) sul cannotto (fisso sul telaio). In particolare la luce disponibile (e quindi la corsa senza tamponamento) risulta minore lungo la direzione X^+ (quando il punto A tampona sul punto B); ecco spiegato perché il grafico presenta una minore estensione del tratto elastico lungo questa direzione (circa 5 mm) rispetto invece alla direzione X^- dove il tratto elastico si estende fino a circa -8 mm .

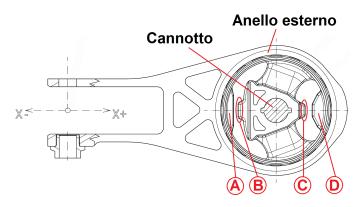


Figura 4.2: Dettaglio punti di contatto fra le parti della bielletta

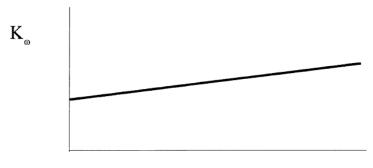
4.2 Caratterizzazioni dinamiche

La caratterizzazione dinamica del componente, come quella statica, è finalizzata ad individuare la sua rigidezza ed inoltre anche il suo smorzamento; con la differenza che in questo caso, i parametri vengono valutati nel momento in cui il componente è sollecitato da forzanti a diverse frequenze. In questo caso di studio ci si è concentrati soltanto sull'analisi della rigidezza.

La procedura per la caratterizzazione dinamica viene svolta effettuando uno sweep in frequenza con un comando di spostamento sinusoidale; ovvero viene applicata una serie di sinusoidi a frequenza crescente, le cui specifiche in termini di ampiezza e frequenza dipendono dalle indicazioni da norma o da disegno di ciascun antivibrante analizzato. Il valore della frequenza a cui valutare la rigidezza dinamica è indicata anch'essa da norma o da disegno a seconda dello specifico componente.

I dati letti dal banco continuano ad essere delle forze e degli spostamenti, tuttavia l'output finale ottenuto in questo caso non è più un grafico forza-spostamento, bensì un andamento della rigidezza in funzione della frequenza.

Considerando gli elementi tipici che compongono un *EMS*, e tenendo conto che il componente è un semplice elastomero con parti in gomma-metallo, generalmente si ottiene un andamento crescente della rigidezza in funzione della frequenza, come quello qualitativo rappresentato in Figura 4.3.



Frequency

Figura 4.3: Andamento qualitativo tipico della rigidezza dinamica lungo l'asse longitudinale $X_{bielletta}$

4.3 Esecuzione dei test

In questo paragrafo si riportano le specifiche, definite a disegno, con cui le caratterizzazioni statiche e dinamiche sono state effettuate per la bielletta di questo lavoro.

Prove statiche

Le caratterizzazioni statiche hanno i seguenti parametri da impostare:

• Intervallo forze spazzato durante la caratterizzazione: \pm 700 daN

• Velocità di movimento attuatori: 20 mm/min

 \bullet Calcolo rigidezza nel range di forza: \pm 50 daN

Prove dinamiche

La procedura di caratterizzazione dinamica viene effettuata due volte, a bassa (LF) ed alta frequenza (HF), adoperando differenti specifiche nei due casi, i cui valori sono riportati in Tabella 4.1.

Tabella 4.1: Specifiche degli sweep relativi alle caratterizzazioni dinamiche

Sweep	Ampiezza sinusoide [mm]	Intervallo frequenze [Hz]	Step frequenze [Hz]	Frequenza indicata per la lettura della rigidezza dinamica [Hz]
#1 (LF) #2 (HF)	$\begin{array}{l} \pm~0.1 \\ \pm~0.05 \end{array}$	$\begin{array}{c} 1 \div 50 \\ 5 \div 110 \end{array}$	1 5	25 100

4.4 Risultati

Durante la campagna di prove effettuata in questo lavoro sono state usate 12 biellette nuove. Dato che uno degli obiettivi preposti è il confronto incrociato fra le prove affaticanti a temperatura ambiente ed a temperatura controllata, è opportuno verificare che le condizioni a nuovo dei vari componenti adoperati siano simili o comunque non vi siano differenze troppo evidenti, in modo da garantire dei risultati allineati in partenza.

Ciascuna delle biellette nuove è stata numerata con un numero progressivo e con un codice, per poter distinguere il ciclo affaticante cui ciascuna è sottoposta; per il momento non si tenga conto del codice (di cui si parlerà nel capitolo 5), ma solo del numero progressivo.

Risultati prove statiche

Gli andamenti ottenuti con i cicli statici sono riportati in Figura 4.4.

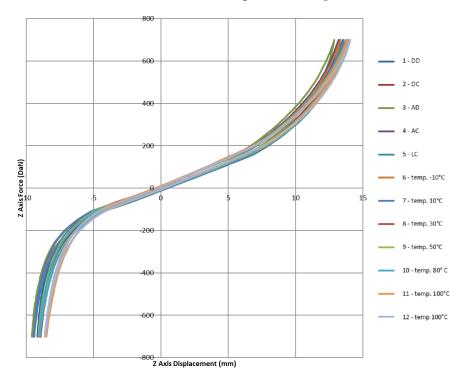


Figura 4.4: Andamenti delle caratterizzazioni statiche a nuovo

Di seguito in Tabella 4.2 sono raccolti i valori delle rigidezze statiche in valore assoluto, ottenute dalle relative caratterizzazioni, insieme ad esse, sono stati calcolati e riportati ulteriori parametri, tipicamente adoperati nell'analisi di dati sperimentali; nel caso specifico si tratta di:

- valore nominale di progetto della rigidezza (K_{nom}) definito da progetto;
- scostamenti massimo e minino ammissibili rispetto al valore nominale di progetto $(K_{nom} \pm 15\%)$ definito da progetto;
- COV (coefficient of variation) della rosa di prove.

Il COV è un indice che permette di valutare la dispersione dei valori sperimentali ottenuti attorno alla media degli stessi; in particolare la coerenza dei dati è considerata ammissibile se:

$$COV = \frac{\sigma}{\mu} \cdot 100 < 10\%$$
 con :
$$\begin{cases} \sigma : \text{deviazione standard} \\ \mu : \text{media} \end{cases}$$

Nelle tabelle relative a questo capitolo in rosso sono evidenziati i valori delle rigidezze che non cadono all'interno della banda di tolleranza delle rigidezze ammissibili sopracitata.

Tabella 4.2: Rigidezze statiche a nuovo (0% vita)

Test	$ m Rigidezza~statica \ \it K_{stat}~[daN/mm]$
Condizioni di test	Range prova: +/- 700daN K calcolata in: +/-50 daN
$K_{nom} \; [\mathrm{daN/mm}]$	22
$K_{nom}-15\%~[{ m daN/mm}]$	18,7
$K_{nom} + 15\% [\mathrm{daN/mm}]$	25,3
$\overline{\text{K - Bielletta } \#1 \text{ [daN/mm]}}$	25,3
K - Bielletta #2 $[daN/mm]$	$24,\!6$
K - Bielletta $\#3$ [daN/mm]	$25,\!8$
K - Bielletta #4 $[daN/mm]$	25,3
K - Bielletta $\#5 \text{ [daN/mm]}$	$25,\!2$
K - Bielletta #6 $[daN/mm]$	$25,\!2$
K - Bielletta #7 $[daN/mm]$	$24,\!4$
K - Bielletta #8 [daN/mm]	$24,\!6$
K - Bielletta #9 [daN/mm]	24,7
K - Bielletta $\#10 [\mathrm{daN/mm}]$	$25,\!5$
K - Bielletta #11 [daN/mm]	25,1
K - Bielletta $\#12 [daN/mm]$	25,1
COV	1,73%

Da questi primi risultati si può notare che:

- 1. Le rigidezze statiche ottenute sono tutte spostate verso il limite superiore della banda $(K_{nom} < K$ Bielletta $\#n < K_{nom} + 15\%)$
- 2. In un paio di casi (biellette #3 e #4) la banda viene leggermente superata
- 3. I valori ottenuti sono coerenti tra loro, infatti il COV ottenuto è molto basso (1,73%) e anche visivamente la sovrapposizione delle curve di isteresi non permette praticamente di distinguere fra loro i vari casi, indice del fatto che le condizioni a nuovo di tutte le biellette sono simili fra loro.

Risultati prove dinamiche

In questa sezione si riportano i risultati grafici relativi a:

- Curve dinamiche a 0.2mm picco-picco, nel range $1 \div 50$ Hz (Figura 4.5)
- Curve dinamiche a 0.1mm picco-picco, nel range $5 \div 110$ Hz (Figura 4.6)

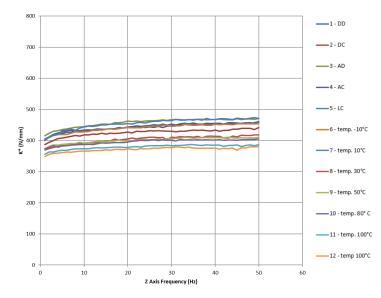


Figura 4.5: Andamenti delle caratterizzazioni dinamiche a nuovo $[1 \div 50]$

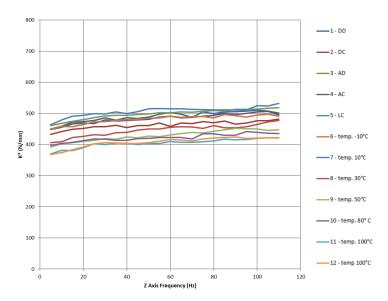


Figura 4.6: Andamenti delle caratterizzazioni dinamiche a nuovo $[5 \div 110 \text{ Hz}]$

Di seguito nelle Tabelle 4.3 e 4.4 sono raccolte le rigidezze dinamiche, in valore assoluto, ottenute dalle relative caratterizzazioni; analogamente al caso statico insieme a questi valori sono riportati rigidezza nominale, banda di tolleranza e COV.

Tabella 4.3: Rigidezze dinamiche a nuovo (sweep: $1 \div 50 \text{ Hz}$)

Test	Rigidezza dinamica a bassa frequenza $K_{dyn}^{LF} [\mathrm{daN/mm}]$
Condizioni di test	Range prova: 0.2mm P-P, range sweep: $1{\sim}50~{\rm Hz}$ K letta a: $25{\rm Hz}$
$K_{nom} [{ m daN/mm}]$	35
$K_{nom} - 15\% \text{ [daN/mm]}$	40,3
$K_{nom} + 15\% \text{ [daN/mm]}$	29,8
K - Bielletta #1 [daN/mm] K - Bielletta #2 [daN/mm] K - Bielletta #3 [daN/mm] K - Bielletta #4 [daN/mm] K - Bielletta #5 [daN/mm] K - Bielletta #6 [daN/mm] K - Bielletta #7 [daN/mm] K - Bielletta #8 [daN/mm] K - Bielletta #9 [daN/mm] K - Bielletta #10 [daN/mm] K - Bielletta #11 [daN/mm] K - Bielletta #12 [daN/mm]	44,8 43,2 46,4 44,3 44,5 44,8 46,0 41,1 40,3 40,1 38,3 37,3
COV	6,19%

Tabella 4.4: Rigidezze dinamiche a nuovo (sweep: $5 \div 110~\mathrm{Hz})$

Test	Rigidezza dinamica ad alta frequenza $K_{dyn}^{HF} \left[\mathrm{daN/mm} \right]$
Condizioni di test	Range prova: 0.1mm P-P, range sweep: $5{\sim}110~{\rm Hz}$ K letta a: $100{\rm Hz}$
$K_{nom} [{ m daN/mm}]$	38
$K_{nom} - 15\% \text{ [daN/mm]}$	43,7
$K_{nom} + 15\% \text{ [daN/mm]}$	32,3
K - Bielletta #1 [daN/mm] K - Bielletta #2 [daN/mm] K - Bielletta #3 [daN/mm] K - Bielletta #4 [daN/mm] K - Bielletta #5 [daN/mm] K - Bielletta #6 [daN/mm] K - Bielletta #7 [daN/mm] K - Bielletta #8 [daN/mm] K - Bielletta #9 [daN/mm] K - Bielletta #10 [daN/mm] K - Bielletta #11 [daN/mm]	51,0 $47,6$ $51,4$ $50,5$ $49,4$ $49,6$ $52,5$ $46,5$ $45,0$ $43,9$ $42,0$
K - Bielletta #12 [daN/mm]	42,1
COV	7,05%

Dai risultati relativi alle caratterizzazioni dinamiche sia a bassa che ad alta frequenza in entrambi i casi si possono notare:

- 1. Una buona sovrapposizione degli andamenti, infatti, considerando le Figure 4.5 e 4.6, si nota come essi siano contenuti entro una banda di variabilità abbastanza limitata e abbiano anche un andamento crescente, in linea con le caratteristiche tipiche di un tassello elastomerico (Figura 4.3). Inoltre, riferendosi ai valori dei *COV* calcolati nelle Tabelle 4.3e 4.4 (rispettivamente 6,19% e 7,05%)si ha una conferma anche numerica della bassa dispersione anche dei valori di rigidezza dinamica.
- 2. Un forte discostamento dai valori nominali accettabili definiti a progetto, per gran parte delle biellette. Questo aspetto tuttavia non compromette l'attendibilità dei risultati relativi a questo lavoro, perchè l'insieme dei risultati ottenuti, serve solo per mostrare che i dati di partenza sono confrontabili.

Capitolo 5

Prove di fatica

5.1 Introduzione

In questo capitolo si vuole valutare l'impatto della storia di carico sulla rigidezza, a parità di temperatura (la temperatura è sempre quella dell'ambiente in cui si trova il banco). Per far ciò è necessario costruire la storia di carico che verrà applicata sul componente durante la prova. Essa sarà costituita dall'insieme dei DRIVE ricavati nella sezione di Simulate (§ ??).

La ripetizione della storia di carico un certo numero di volte, definito dalla norma, determina il ciclo di vita della bielletta. Oltre a valutare la rigidezza al termine del ciclo vita, si deve valutare la variazione della rigidezza statica e dinamica del componente anche durante il ciclo di vita stesso; lo si fa intervallandolo periodicamente con le caratterizzazioni descritte nel capitolo 4.

Nello specifico lo svolgimento della campagna di prove è avvenuta come segue:

- La storia di carico viene applicata un numero di volte tale da ottenere la durata corrispondente al ciclo vita (*Life Cycle*: LC) del componente, questa durata è di circa 88 ore.
- 2. L'applicazione del carico del ciclo vita viene intervallata da caratterizzazioni statiche e dinamiche, in modo da valutare l'andamento della rigidezza ogni 25% della vita componente (ovvero ogni 25% della fatica accumulata), di seguito un riepilogo degli istanti in cui sono state fatte le caratterizzazioni:
 - componente nuovo (0%)
 - 25%
 - 50%
 - 75%
 - fine vita (100%)

Le percentuali indicate nella lista precedente sono riferite alla durata della vita del componente, esse possono essere quindi interpretate anche come percentuale di affaticamento dello stesso.

Ricavate le rigidezze, l'elaborazione procede con il confronto delle stesse secondo le seguenti 3 modalità:

- 1. Confronto della rigidezza di ogni bielletta, durante il ciclo di vita, rispetto al valore nominale (§ 5.3)
- 2. Confronto della rigidezza di ogni bielletta, durante il ciclo di vita, rispetto al valore di rigidezza a nuovo(§ 5.4)
- 3. Confronto globale dei rapporti delle rigidezze con l'obiettivo di individuare un effetto della fatica analogo ad una "funzione di stato" (§ 5.5)

Da qui in avanti si definisce come "prova" l'insieme di somministrazione della storia di carico e caratterizzazioni per valutare le rigidezze statiche e dinamiche.

5.2 Percorsi del ciclo vita

Il ciclo di vita della bielletta, definito secondo il mix standard SXV, comprende 9 differenti percorsi su strada.

In Tabella 5.1 si riportano le sigle dei 9 percorsi adoperati ed il numero di ripetizioni relative a ciascun percorso (ovvero quante volte globalmente la bielletta viene sottoposta alla medesima storia di carico durante la prova).

I segnali sono scritti nell'ordine con cui devono essere eseguiti secondo normativa, per rappresentare il mix strada statisticamente più probabile che il componente si troverà ad affrontare durante la sua vita a bordo della vettura. Questo mix, viene indicato nel seguito genericamente come Ciclo Vita (oppure LC: *Life cycle*).

Tabella 5.1: Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo normativa (LC)

Condizioni di carico vettura	Percorso	Ripetizioni
FPL	PABA	2142
(Full Pay-Load)	OB-PROC	618
	PORF-PROC	1606
	POT	36
LAP	PABA	1056
(Light As Possible)	OB-PROC	305
	PORF-PROC	792
	POT	18
OR (Off-Road)	TLANE	420

Per le descrizioni specifiche di sigle e condizioni di carico vettura dei percorsi si rimanda alla Tabella 3.1 del paragrafo 3.1.

Lo schema illustrato in Tabella 40 rappresenta una specifica tipologia di prova alla quale si assocerà l'acronimo generico LC (*Life cycle*) per indicare che è quella definita da normativa.

Uno step ulteriore verso un'indagine più approfondita della variazione di rigidezza è stato quello di domandarsi se esistono dei parametri della prova che possono avere una qualche influenza sul fenomeno di decadimento della rigidezza.

I parametri in oggetto tenuti in considerazione sono:

- le durate (intese come numero di ripetizioni di ciascun percorso)
- le ampiezze (ovvero la differenza fra la massima e la minima sollecitazione registrata su ciascun percorso)

Da questo approfondimento sono quindi state ricavate 4 ulteriori modalità di somministrazione del carico al componente. Quindi, considerando anche quella secondo normativa, si arriva ad un totale di 5 modalità con cui la prova a fatica viene svolta in questo lavoro di tesi; di seguito si riportano le nomenclature ed i relativi acronimi scelti:

- 1. Durate decrescenti (DD)
- 2. Durate crescenti (DC)
- 3. Ampiezze decrescenti (AD)
- 4. Ampiezze crescenti (AC)
- 5. Ciclo da normativa (LC: Life cycle)

La durata complessiva di ciascuna delle prove modificate è sempre pari a quella del LC; l'unica differenza è l'ordine (ma non il numero di ripetizioni) con cui i percorsi si susseguono.

Nelle Tabelle da 5.2 a 5.5 sono riportati gli scheduling delle quattro tipologie di prove sopracitate. Si sottolinea che le forze riportate nelle ultime tre colonne sono uguali, in valore assoluto, a quelle percepite dal componente durante la prova su strada, tuttavia vengono indicate, per comodità, come riferite all'asse Z del banco.

Ricordando la convenzione trattata nel paragrafo 2.4.1, secondo la quale $Z_{banco}^+ \equiv X_{bielletta}^-$ segue che la colonna relativa alle F_z^{min} rappresenta dei carichi di trazione per la bielletta, in quanto negativi, viceversa saranno di compressione i valori positivi relativi alla colonna delle F_z^{MAX} .

Tabella 5.2: Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo durate decrescenti (DD)

Percorso	Ripetizioni	F_z^{MAX} [N]	F_z^{min} [N]	$F_z^{MAX} - F_z^{min}$ [N]
FPL_PABA	2142	4802	-3318	8120
FPL_PORF-PROC	1606	2040	-718	2758
LAP_PABA	1056	4139	-4827	8966
LAP_PORF-PROC	792	2688	-1181	3869
FPL_OB-PROC	618	4955	-1088	6043
OR_TLANE	420	3164	-1682	4846
LAP_OB-PROC	305	3793	-1873	5666
FPL_POT	36	2253	-2063	4316
LAP_POT	18	2231	-2244	4475

Tabella 5.3: Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo durate crescenti (DC)

Percorso	Ripetizioni	F_z^{MAX} [N]	F_z^{min} [N]	$F_z^{MAX} - F_z^{min}$ [N]
LAP_POT	18	2231	-2244	4475
FPL_POT	36	2253	-2063	4316
LAP_OB-PROC	305	3793	-1873	5666
OR_TLANE	420	3164	-1682	4846
FPL_OB-PROC	618	4955	-1088	6043
LAP_PORF-PROC	792	2688	-1181	3869
LAP_PABA	1056	4139	-4827	8966
FPL_PORF-PROC	1606	2040	-718	2758
FPL_PABA	2142	4802	-3318	8120

Tabella 5.4: Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo ampiezze decrescenti (AD)

Percorso	Ripetizioni	F_z^{MAX} [N]	F_z^{min} [N]	$F_z^{MAX} - F_z^{min} [N]$
LAP_PABA	1056	4139	-4827	8966
FPL_PABA	2142	4802	-3318	8120
FPL_OB-PROC	618	4955	-1088	6043
LAP_OB-PROC	305	3793	-1873	5666
OR_TLANE	420	3164	-1682	4846
LAP_POT	18	2231	-2244	4475
FPL_POT	36	2253	-2063	4316
LAP_PORF-PROC	792	2688	-1181	3869
FPL_PORF-PROC	1606	2040	-718	2758

Tabella 5.5: Scheduling dei 9 percorsi ordinati secondo ampiezze crescenti (AC)

Percorso	Ripetizioni	F_z^{MAX} [N]	F_z^{min} [N]	$F_z^{MAX} - F_z^{min}$ [N]
FPL_PORF-PROC	1606	2040	-718	2758
LAP_PORF-PROC	792	2688	-1181	3869
FPL_POT	36	2253	-2063	4316
LAP_POT	18	2231	-2244	4475
OR_TLANE	420	3164	-1682	4846
LAP_OB-PROC	305	3793	-1873	5666
FPL_OB-PROC	618	4955	-1088	6043
FPL_PABA	2142	4802	-3318	8120
LAP_PABA	1056	4139	-4827	8966

L'obiettivo delle modifiche fatte al Ciclo Vita normato vuole essere quello di ottenere un riadattamento del criterio di Palmgren-Miner; si parla di criterio riadattato, in quanto secondo quello originale l'ordine di applicazione dei carichi non ha effetto sul numero di cicli di vita residui del componente, ovvero sul danneggiamento complessivo che porta alla rottura del provino.

Nel caso riadattato qui proposto invece, si vuole indagare circa l'influenza che l'ordine di applicazione dei carichi ha, sia sul danneggiamento che sul decadimento della rigidezza (sia statica che dinamica) del componente, essendo questi due aspetti strettamente legati. Infatti normalmente si correla il decadimento di rigidezza al danneggiamento del componente stesso.

Come sottolineato nei capitoli precedenti, per ogni prova è stata usata una bielletta nuova così da poter fare un confronto a parità di vita del componente.

L'utilizzo di biellette nuove per ciascuna delle prove è un'esigenza dettata dalla natura stessa del componente da testare, infatti nessuna bielletta è progettata per resistere a tutti e 5 i cicli vita schedulati per questa campagna di prove; inoltre, anche se il componente dovesse resistere a più di un ciclo vita e si continuasse con il successivo in accordo con la campagna di prove, già i risultati relativi al secondo ciclo vita sarebbero di poco conto in quanto il confronto fra le due prove non sarebbe fatto con le stesse condizioni iniziali di danneggiamento del componente.

L'utilizzo di biellette differenti per lo svolgimento di questo confronto può apparire come un limite, in quanto non si ha la certezza che tutte le biellette siano identiche fra loro. Ovviamente a causa del processo produttivo non ideale non sarà mai possibile realizzare dei componenti identici; tuttavia le operazioni di caratterizzazione descritte nel capitolo 4 hanno lo scopo di confrontare fra loro le rigidezze delle biellette nuove in modo da garantire, almeno sotto questo punto di vista, un punto di partenza comune per il confronto svolto nel prosieguo.

5.3 Analisi dei risultati sulla singola bielletta - confronto con i valori nominali

In questa sezione si riportano gli andamenti della rigidezza sia statica che dinamica, allo scopo di indagare il loro decadimento rispetto alle condizioni nominali nel corso del ciclo vita dovuto alle 5 diverse modalità di somministrazione del carico.

Nello specifico la modalità di confronto dei risultati è quella sulla singola bielletta: ovvero considerando una modalità di somministrazione del carico, si confronta la rigidezza ai diversi istanti di vita (ogni 25% del ciclo di vita) con la rigidezza nominale.

Si sottolinea che a ciascuna modalità di somministrazione del carico corrisponde univocamente una bielletta nuova come riportato in Tabella 5.6

Tabella 5.6: Corrispondenza fra biellette e modalità di somministrazione del carico

Numero bielletta	Modalità di somministrazione del carico
#1	Durate decrescenti (DD)
#2	Durate crescenti (DC)
#3	Ampiezze decrescenti (AD)
#4	Ampiezze crescenti (AC)
#5	Ciclo da normativa (LC)

5.3.1 Rigidezza statica

L'analisi descritta in questo paragrafo consiste nel verificare se i valori delle rigidezze ottenute cadono nella banda del $\pm 15\%$ del valore nominale indicato da progetto $(K_{nom} = 22 \frac{daN}{mm})$.

Questo procedimento è del tutto analogo a quello illustrato nel paragrafo 4.4, relativo alle caratterizzazioni a nuovo. Quindi si considerano, come visto prima, gli scostamenti fra i valori nominali e quelli dei dati sperimentali, e la dispersione di questi ultimi, monitorata tramite il COV.

In Figura 5.1 sono presentati i risultati grafici di quanto appena descritto. Ciascun grafico riporta in ascissa la percentuale di fatica della bielletta ed in ordinata la rigidezza in valore assoluto; inoltre sono esplicitate la K_{nom} di progetto, ed una banda di tolleranza, che, come già visto nel capitolo 4, secondo normativa deve essere pari a $K_{nom} \pm 15\%$.

Da cui segue che, affinché la rigidezza sia ancora accettabile secondo progetto, si dovrebbe ottenere che tutti i valori ricavati sperimentalmente, a ciascuna percentuale di vita della bielletta, siano compresi entro le sopraddette bande di tolleranza.

In Tabella 5.7 sono raccolti in maniera più compatta i risultati ottenuti, evidenziando in rosso, i valori delle rigidezze che non ricadono nella banda di ammissibilità secondo normativa; inoltre nell'ultima colonna è stato calcolato il COV per monitorare un'eventuale dispersione dei dati sperimentali (dati coerenti se: COV < 10%).

Rigidezza statica $K_{nom}\pm15\%$ %vita [daN/mm][daN/mm]componentebielletta 1 bielletta 2 bielletta 3 bielletta 4 bielletta 5 COV [%] DD DC ADAC LC 25,8 0%25,324,6 25,3 25,21,67% 25%24,423,5 24,6 24,8 24,4 1,97% $22 \pm 15\%$ 50%24,423,6 24,7 24,5 24,3 1,61% 75%24,524,124,8 24,6 24,11,25%100%24,624,324,724,6 24,2 0,92%

Tabella 5.7: Riepilogo risultati rigidezza statica - Valori assoluti

Dai risultati ottenuti è emerso che, per ciascuno dei 5 cicli affaticanti, praticamente tutte le rigidezze meno una ($K_{0\%}$ della bielletta 3 - AD), ricadono all'interno della banda di tolleranza, ad ogni percentuale di danneggiamento considerata.

Questi risultati relativi al caso statico evidenziano come nè le diverse modalità di carico applicate nè, in particolare, il ciclo LC definito da normativa vanno ad influire in maniera significativa sulla variazione rigidezza rispetto alla banda del valore nominale.

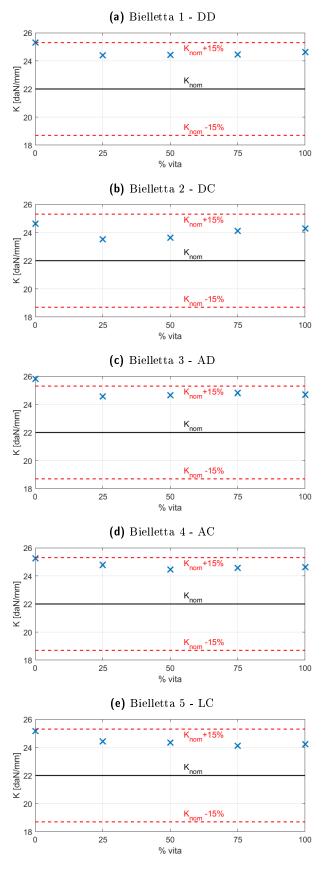


Figura 5.1: Rigidezze statiche

Inoltre, considerando i valori del COV ottenuti a parità di percentuale vita del componente, riportati nell'ultima colonna della Tabella 5.7, si nota come le diverse modalità di somministrazione del carico portino a dei risultati pressoché uguali, infatti il massimo valore del COV ottenuto è inferiore al 2%, ciò è indice di una bassissima dispersione dei valori rispetto al loro valor medio. Questo particolare risultato va quindi a sostegno del criterio di Palmgren-Miner riadattato che si voleva portare alla luce tramite questa operazione di confronto fra diversi cicli affaticanti derivati tutti dal medesimo ciclo iniziale (il ciclo vita LC).

5.3.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza

In questa sezione si riportano i risultati relativi alle rigidezze dinamiche a bassa frequenza, i cui valori vengono estratti dallo sweep in frequenza considerando come valore di lettura la rigidezza ottenuta a 25 Hz.

Le considerazioni sul tipo di confronto sono le medesime fatte nel paragrafo precedente relativo alle rigidezze statiche.

In Figura 5.2 sono rappresentati i risultati in forma di grafici; ciascuno di essi riporta in ascissa la percentuale di fatica della bielletta ed in ordinata la rigidezza in valore assoluto; inoltre sono esplicitate la K_{nom} di progetto, e la banda di tolleranza.

Nella Tabella 5.8 sono raccolti in maniera più compatta i risultati ottenuti, evidenziando in rosso i valori delle rigidezze che non ricadono nella banda di ammissibilità secondo normativa.

$K_{nom}\pm15\%$ [daN/mm]	%vita	Rigidezza dinamica @ $25\mathrm{Hz}$ [daN/mm]					
[]	componence	bielletta 1 DD	bielletta 2 DC	bielletta 3 AD	bielletta 4 AC	bielletta 5 LC	COV [%]
	0%	44,8	43,2	46,4	44,3	44,5	2,56%
	25%	45,3	43,0	47,3	44,1	43,8	3,68%
$35{\pm}15\%$	50%	47,6	43,1	46,9	46,0	45,8	3,77%
	75%	46,7	48,7	47,9	46,6	46,5	2,02%
	100%	46,0	45,8	46,5	44,8	44,3	2,01%

Tabella 5.8: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 25 Hz - Valori assoluti

Dai risultati ottenuti è emerso che, per ciascuno dei 5 casi, tutte le rigidezze ricadono all'esterno della banda di tolleranza, ad ogni percentuale di danneggiamento considerata. In particolare si assiste ad uno *shift* di tutti i valori verso il limite superiore della banda di tolleranza, quello relativo allo scostamento massimo ammissibile rispetto al valore nominale di progetto($K_{nom} + 15\%$). lo stesso *shift* emerge già sui componenti a nuovo, non solo con l'avanzamento della fatica.

I risultati relativi al caso dinamico a bassa frequenza evidenziano come le diverse modalità di carico applicate, come accaduto per il caso statico, non hanno un'influenza significativa sulla variazione di rigidezza. Considerando i valori del COV ottenuti a parità di percentuale vita del componente, riportati nell'ultima colonna della Tabella 5.8, si nota come le diverse modalità di somministrazione del carico portino a dei risultati pressoché uguali, infatti il massimo valore del COV ottenuto è inferiore al 4%, ciò è indice di una bassa dispersione dei valori rispetto al loro valor medio. Questo particolare risultato va quindi a sostegno del criterio di Palmgren-Miner riadattato, anche nella sua applicazione alla rigidezza dinamica a bassa frequenza.

Alla luce di quanto esposto, si può ritenere questo come il tipico caso in cui può essere subentrato un errato calcolo in fase di progettazione o, eventualmente, degli errori di produzione del componente, infatti si può notare che i valori ottenuti si discostano decisamente da quelli previsti da norma per tutte e 5 le tipologie di prova.

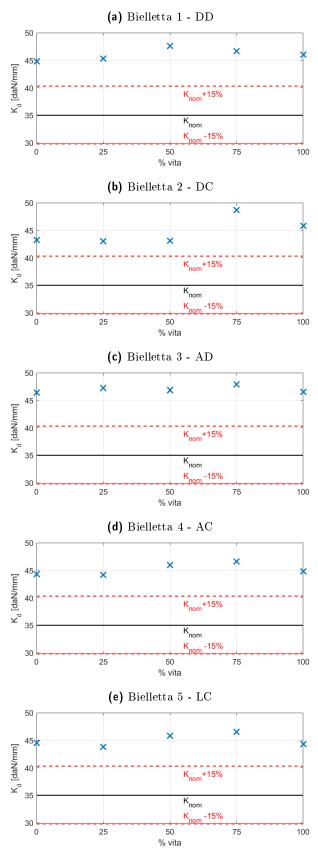


Figura 5.2: Rigidezze dinamiche @ $25~\mathrm{Hz}$

5.3.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza

In questa sezione vengono presentati, adoperando le medesime considerazioni fatte per le rigidezze dinamiche a bassa frequenza, i risultati relativi alle rigidezze ad alta frequenza.

In Figura 5.3 sono presentati i risultati grafici; ciascuno di essi riporta in ascissa la percentuale di fatica della bielletta ed in ordinata la rigidezza in valore assoluto; inoltre è esplicitata la K_{nom} di progetto, e la banda di tolleranza.

Nella Tabella 5.9 sono raccolti in maniera più compatta i risultati ottenuti, evidenziando in rosso i valori delle rigidezze che non ricadono nella banda di ammissibilità secondo normativa.

Rigidezza dinamica @ 100Hz %vita $K_{nom}\pm15\%$ [daN/mm][daN/mm]componente bielletta 1 bielletta 2 bielletta 3 bielletta 4 bielletta 5 COV [%] DCDD ADACLC47,7 49,5 51,0 51,4 50,5 2,99% 0% 4,59%25%51,5 48,4 54,5 49,9 49,8 4,05% $35 \pm 15\%$ 50%53,9 48,7 53,7 51,9 52,0 2,19%75%53,555,154,452,252,9100%1,82%52,752,5 53,250,7 51,9

Tabella 5.9: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 100 Hz - Valori assoluti

I risultati ottenuti e le considerazioni finali relative alle rigidezze dinamiche ad alta frequenza sono del tutto simili, dal punto di vista concettuale, a quelle delle rigidezze dinamiche a bassa frequenza. Infatti, anche in questo caso tutte le rigidezze ricadono all'esterno della banda di tolleranza, assistendo alla stessa deriva dei valori verso il limite superiore della banda di tolleranza ($K_{nom} + 15\%$).

Per quanto riguarda i valori del COV ottenuti a parità di percentuale vita del componente, riportati nell'ultima colonna della Tabella 5.9, valgono delle considerazioni analoghe a quelle fatte per il caso a bassa frequenza, infatti in questo caso il massimo valore del COV ottenuto è inferiore al 5% indice di una bassa dispersione dei valori rispetto al loro valor medio. Questo risultato va anch'esso a sostegno del criterio di Palmgren-Miner riadattato, anche nella sua applicazione alla rigidezza dinamica ad alta frequenza.

Alla luce dei risultati che ricadono fuori dalla banda di tolleranza si deduce che anche in questo caso può essere subentrato un errato calcolo in fase di progettazione o, eventualmente, degli errori di produzione del componente, infatti i valori di rigidezza ottenuti si discostano decisamente da quelli previsti da norma per tutte e 5 le tipologie di prova.

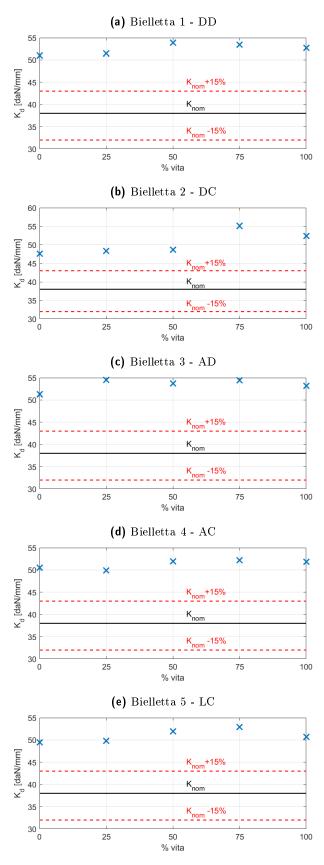


Figura 5.3: Rigidezze dinamiche @ $100~\mathrm{Hz}$

5.4 Analisi dei risultati su tutte le biellette - confronto adimensionale rispetto alle condizioni di componente nuovo

In questa sezione il confronto delle rigidezze statiche e dinamiche fra le 5 diverse modalità di somministrazione del carico è finalizzato a valutare se l'ordine di applicazione dei carichi ha effetto sul danneggiamento complessivo del provino.

Nello specifico il confronto dei risultati è stato fatto per mezzo di rapporti adimensionali di rigidezza così da uniformare i risultati delle diverse biellette. Infatti l'obiettivo, in questo caso, è quello di poter effettuare un confronto incrociato fra esse che sia indipendente dal valore assoluto della rigidezze a nuovo di ciascuna bielletta.

I rapporti adimensionali in termini percentuali tenuti in considerazione sono stati ricavati rapportando il valore "attuale" di rigidezza con quello di rigidezza a nuovo, come segue:

Decadimento
$$\% = \frac{K_{attuale}}{K_{0\%} \cdot 100}$$

Si ribadisce che questa operazione è necessaria per poter normalizzare i dati sperimentali e fare un confronto incrociato fra biellette differenti, ciò è dovuto al fatto che non vi è nessuna garanzia che le rigidezze a nuovo di ciascun componente siano esattamente uguali fra loro, in quanto i processi produttivi possono indurre delle oscillazioni del valore della rigidezza nominale, anche considerevoli ai fini del confronto che si vuole effettuare in questo lavoro.

5.4.1 Rigidezza statica

Di seguito in Figura 5.4 si riportano i decadimenti percentuali ottenuti per ciascuna delle biellette rispetto alla condizione di bielletta nuova; gli andamenti ottenuti sono ricavati per ciascuna della modalità di somministrazione del carico.

Dai dati sperimentali ottenuti, come risultato comune per ciascuno dei 5 cicli affaticanti, è emerso che, a seguito del primo quarto di fatica raggiunta dal componente, si registra un decadimento medio della rigidezza pari al -3%.

Successivamente, al 50% della vita, il decadimento medio presenta il suo minimo ($\approx -4\%$), tornando poi a valori a valori compresi fra il -2,5% ed il -3,5% nella seconda metà della vita (rispettivamente al 75% e fine vita).

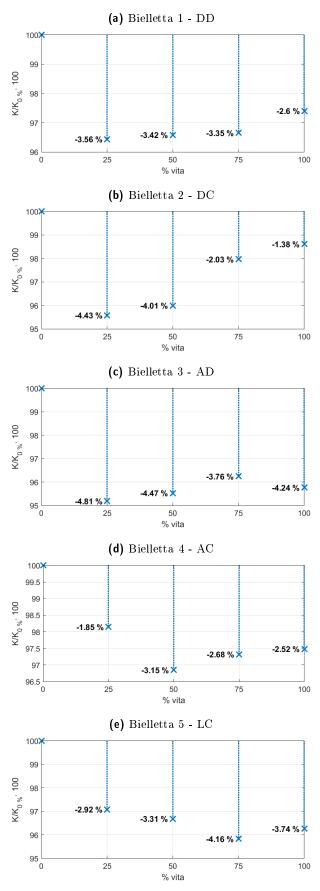


Figura 5.4: Decadimento percentuale rigidezza statica

Dai risultati delle rigidezze statiche ottenuti, riorganizzati in Tabella 5.10, si evince che il criterio di Palmgren-Miner riadattato, menzionato nel paragrafo 5.2, è ampiamente verificato, infatti si nota come l'ordine di somministrazione dei carichi non ha un'influenza degna di nota sulla modalità di decadimento della rigidezza statica.

Tabella 5.10: Riepilogo risultati rigidezza statica - Decadimento percentuale

%vita	Decadimento % Rigidezza statica						
P	bielletta 1 DD	bielletta 2 DC	bielletta 3 AD	bielletta 4 AC	bielletta 5 LC	MEDIA	
0%	-	-	-	-	-	_	
25%	$-3,\!56\%$	-4,43%	-4.81%	-1,85%	-2,92%	-3,51%	
50%	-3,42%	-4,01%	-4,47%	-3,15%	-3,31%	-3,67%	
75%	-3,35%	-2,03%	-3,76%	-2,68%	-4,16%	-3,20%	
100%	-2,60%	-1,38%	-4.24%	-2,52%	-3,74%	-2,90%	

Da un confronto più approfondito dei dati relativi a ciascuna prova emergono dei risultati notevoli elencati di seguito:

- 1. La prova più severa fra le 5 presentate è quella fatta sulla bielletta 3 (prova: AD) con la quale, globalmente, si manifestano i decadimenti più accentuati (decadimento massimo @ 25% vita pari al -4,81%).
- 2. La prova meno severa è quella fatta sulla bielletta 4 (prova: AC) con la quale, globalmente, si manifestano i decadimenti più contenuti (decadimento massimo @ 50% vita pari al -3,15%).
- 3. La prova definita da normativa (LC) si colloca, globalmente, fra i due estremi appena detti.

5.4.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza

Analogamente a quanto fatto per il caso statico, in Figura 5.5 si riportano, i decadimenti percentuali ottenuti per ciascuna delle biellette, in riferimento alla rigidezza dinamica a bassa frequenza a nuovo (25 Hz).

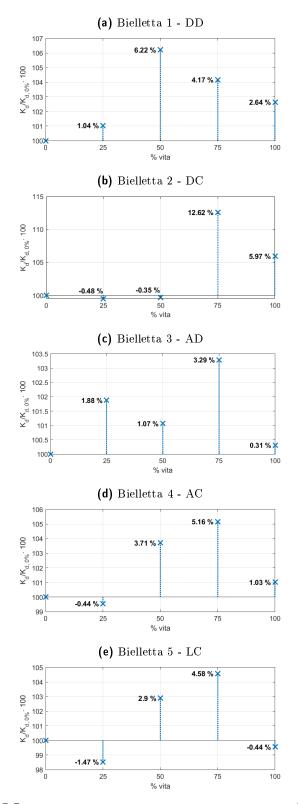


Figura 5.5: Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 25 Hz

In Tabella 5.11 sono riorganizzati i dati grafici in forma compatta, con i relativi valori medi del decadimento di ciascuna delle biellette durante il ciclo affaticante.

Tabella 5.11: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 25 Hz - Decadimento percentuale

%vita componente	Decadimento % rigidezza dinamica @25 Hz						
	bielletta 1 DD	bielletta 2 DC	bielletta 3 AD	bielletta 4 AC	bielletta 5 LC	MEDIA	
0%	-	-	-	-	-		
25%	+1.04%	-0.48%	+1,88%	-0.44%	-1,47%	+0,11%	
50%	$+6,\!22\%$	-0.35%	+1,07%	$+3{,}71\%$	$+2,\!90\%$	+2,71%	
75%	+4.17%	$+12,\!62\%$	$+3,\!29\%$	+5,16%	$+4{,}58\%$	+5,96%	
100%	+2,64%	+5,97%	+0.31%	$+1,\!03\%$	-0,44%	+1,90%	

Dai dati sperimentali ottenuti, come risultato comune per ciascuno dei 5 cicli affaticanti è emerso globalmente un irrigidimento del componente (decadimento positivo).

In particolare al seguito del primo quarto di fatica raggiunta dal componente, si registrano dei casi in cui vi è un leggero decadimento, mentre per quanto riguarda le prove 1-DD e 3-AD si nota fin da subito un irrigidimento. Questo risultato è indice del fatto che le biellette sottoposte a specifici ordini di somministrazione del carico (DD ed AD) manifestano l'irrigidimento che nelle con le prove si manifesta invece a percentuali di vita più avanzate.

Al 50% della vita, si manifesta un irrigidimento medio più accentuato (+2.71%) che tocca il suo massimo (+5,96%) al 75% della vita del componente per poi tornare a valori relativamente contenuti.

Da un confronto più approfondito dei dati relativi a ciascuna prova emergono dei risultati notevoli elencati di seguito:

- 1. La prova che globalmente si discosta di più dalle condizioni iniziali a nuovo risulta essere la prova 1-DD con la quale, globalmente, si manifestano gli irrigidimenti più accentuati
- 2. La prova meno severa è quella fatta sulla bielletta 3 (prova: AD) con la quale, globalmente, si manifestano gli irrigidimenti più contenuti (irrigidimento massimo @ 75% vita pari al +3, 29 %).
- 3. La prova 2-DC manifesta un picco di irrigidimento al 75% della vita pari al +12,62 %.
- 4. La prova definita da normativa (LC) si colloca, globalmente, anche in questo caso fra gli estremi citati, manifestando anch'essa un irrigidimento.

5.4.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza

Analogamente a quanto fatto per il caso statico, in Figura 5.6 si riportano, i decadimenti percentuali ottenuti per ciascuna delle biellette, in riferimento alla rigidezza dinamica ad alta frequenza a nuovo (100 Hz).

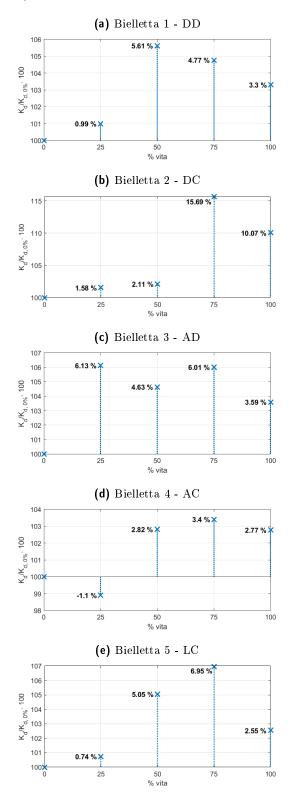


Figura 5.6: Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 100 Hz

In Tabella 5.12 sono riorganizzati i dati grafici in forma compatta, con i relativi valori medi del decadimento di ciascuna delle biellette durante il ciclo affaticante.

Tabella 5.12: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 100 Hz - Decadimento percentuale

%vita componente	Decadimento %							
	rigidezza dinamica @100 Hz							
	bielletta 1 DD	bielletta 2 DC	bielletta 3 AD	bielletta 4 AC	bielletta 5 LC	MEDIA		
0%	-	=	=	=	=	-		
25%	+0.99%	+1,58%	+6.13%	-1,10%	+0.74%	+1,67%		
50%	$+5,\!61\%$	$+2,\!11\%$	+4,63%	$+2,\!82\%$	$+5{,}05\%$	+4,04%		
75%	+4,77%	$+15{,}69\%$	+6,01%	+3,40%	$+6,\!95\%$	+7,36%		
100%	$+3,\!30\%$	$+10{,}07\%$	$+3,\!59\%$	$+2{,}77\%$	$+2,\!55\%$	+4,46%		

Dai dati sperimentali ottenuti, come risultato comune per ciascuno dei 5 cicli affaticanti è emerso globalmente un irrigidimento del componente analogamente a quanto ottenuto per le rigidezze dinamiche a bassa frequenza.

Rispetto alle basse frequenze però in questa analisi si registra un solo caso in cui vi è un leggero decadimento (pari al -1,1% durante prova 4-AC @25% di vita). Per quanto riguarda le restanti prove si nota fin da subito un irrigidimento che aumenta fino a raggiungere un picco medio pari a +7,36%, nel momento in cui le biellette hanno accumulato il 75% del danneggiamento. Infine nell'ultimo quarto di vita si assiste ad un leggero rilassamento del materiale che riporta i valori di rigidezza dinamica rispetto a quelli a nuovo a valori leggermente più grandi solo di qualche punto percentuale ($\approx -4\%$).

Da un confronto più approfondito dei dati relativi a ciascuna prova emergono dei risultati notevoli elencati di seguito:

- 1. La prova che globalmente si discosta di più dalle condizioni iniziali a nuovo risulta essere la prova 3-AD con la quale, globalmente, si manifestano gli irrigidimenti più accentuati
- 2. La prova meno severa è quella fatta sulla bielletta 4 (prova: AC) con la quale, globalmente, si manifestano gli irrigidimenti più contenuti e si manifesta anche l'unico caso di decadimento di tutta la rosa di prove attuale.
- 3. La prova 2-DC manifesta un picco di irrigidimento al 75% della vita pari al +12,62 %.
- 4. La prova definita da normativa (LC) si colloca, globalmente, anche in questo caso fra gli estremi citati, manifestando anch'essa un irrigidimento.

5.5 Il danneggiamento come funzione di stato

In questa sezione sono stati utilizzati i risultati relativi al decadimento percentuale visti nel paragrafo 5.4 con l'obiettivo di individuare un effetto della fatica analogo ad una funzione di stato.

Visti i risultati ottenuti dal paragrafo precedente, secondo i quali, l'ordine di somministrazione dei carichi non ha praticamente influenza sul decadimento della rigidezza, si è pensato di fare un confronto monte-valle dei decadimenti ottenuti con tutte e 5 le prove affaticanti: così come nella funzione di stato si guarda solo agli estremi di una qualsivoglia trasformazione, allo stesso modo in questa analisi si vuole ignorare tutto ciò che è compreso fra inizio e fine vita del componente e considerare solamente gli stati estremi appena menzionati.

Termodinamicamente parlando, la funzione di stato è una grandezza, la cui variazione nel passare da uno stato iniziale "A" ad uno stato finale "B" dipende solamente dalle condizioni degli stessi stati "A" e "B", e non dal particolare percorso seguito durante la trasformazione.

Adattando idealmente la definizione termodinamica a questa situazione, si vuole indagare se, partendo da delle condizioni iniziali di rigidezza (stato "A"), le quali sono comuni fra tutte le prove, il decadimento raggiunto a fine vita (stato "B") risulta essere indipendente dal tipo di ciclo affaticante (percorso di trasformazione) cui il componente è stato sottoposto.

5.5.1 Confronti fra le rigidezze statiche e dinamiche

Riferendosi alla rigidezza statica, quanto esposto sopra è rappresentato in Figura 5.7a il cui grafico è ottenuto dalla sovrapposizione degli andamenti di Figura 5.4 per evidenziarne l'influenza del danneggiamento; per i valori numerici puntuali si rimanda alla Tabella 5.10. In maniera analoga sono stati ottenuti i grafici per le rigidezze dinamiche a bassa frequenza (Figura 5.7b) e ad alta frequenza (Figura 5.7c).

Da un esame approfondito degli andamenti ottenuti, emerge che l'aumento della frequenza alla quale vengono effettuati i cicli durante caratterizzazioni (si consideri che la caratterizzazione statica è assimilabile ad una prova dinamica con frequenza che tende allo zero) ha un ruolo chiave nel far risaltare l'effetto funzione di stato cercato.

Difatti ponendo l'attenzione sui valori dei decadimenti in corrispondenza allo stato finale (ovvero al 100% della vita), si nota come ci sia una progressivo raggruppamento dei valori sperimentali ottenuti nell'intorno di un valore finale comune man mano che aumenta la frequenza a cui la caratterizzazione è effettuata.

Tuttavia, appare evidente come tutti i risultati, ed in particolar modo quelli relativi alle rigidezze dinamiche ottenuti con la prova 2-DC, subiscano una deriva durante la seconda metà della prova. Si tratta della modalità di somministrazione del carico secondo durate crescenti esposta all'inizio del capitolo e riepilogata in Tabella 5.3.

Il fenomeno di deriva può essere spiegato pensando al fatto che la bielletta durante questo ciclo vita specifico viene sottoposta nella parte iniziale della prova ad una serie di storie di carico le cui durate sono ridotte rispetto a quelle somministrate a fine prova; di conseguenza si deduce che:

- In un primo tempo (storie di carico brevi) il materiale viene sollecitato in maniera discontinua e quindi il tempo in cui esso risulta sottoposto a delle deformazioni è anch'esso discontinuo. Per cui negli istanti di transizione fra i diversi cicli potrebbe verificarsi un recupero dello stress accumulato fino a quel momento.
- Progredendo con la prova (storie di carico lunghe) si avranno come prima delle piccole discontinuità fra un ciclo e l'altro, tuttavia, poiché le durate delle storie di carico si fanno sempre più lunghe, è possibile che il materiale riesca ad accumulare uno stato di

stress maggiore rispetto a prima. Questo potrebbe essere un motivo che porta al tipo di deriva emersa dai risultati ottenuti.

Pertanto, relativamente a questa modalità di somministrazione del carico non è auspicabile un suo utilizzo per una successiva campagna di prove in quanto essa conduce a dei risultati non attendibili, e con tutta probabilità, non ripetibili, rispetto invece alle 4 modalità adoperate che garantiscono dei risultati molto più allineati fra loro.

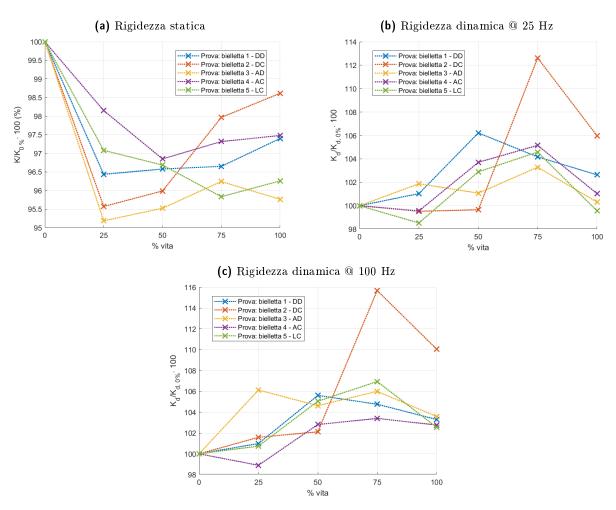


Figura 5.7: Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze

5.6 Conclusioni

Dalla campagna di prove descritta in questo capitolo è emerso che dal punto di vista del confronto delle rigidezze ottenute con quelle nominali invece i risultati sono decisamente più sovrapponibili, anche se, ancora una volta, i casi dinamici sono leggermente più affetti da dispersione ed inoltre non risultano in linea con valori nominali definiti da normativa, probabilmente a causa di calcoli errati in fase di progettazione o, eventualmente, degli errori di produzione del componente.

Inoltre si evince che diverse modalità di somministrazione del carico applicate a delle biellette nuove portano ad ottenere dei risultati non perfettamente sovrapponibili fra loro. In particolare ciò risulta evidente soprattutto nel caso dell'analisi del decadimento percentuale delle rigidezze dinamiche, mentre per quanto riguarda quelle statiche la dispersione è molto più contenuta.

Se si considerano i cicli affaticanti modificati (prove da 1 a 4 elencate ad inizio capitolo) si può assumere in prima approssimazione che essi non hanno un'influenza determinante sul decadimento delle rigidezze statica e dinamiche sia rispetto ai valori a nuovo, sia rispetto ad i valori definiti da normativa.

Per finire, è stato verificato il criterio di Palmgren-Miner riadattato per tutti e 4 i cicli modificati proposti, ciò permette, in linea teorica, di svincolarsi dallo specifico ordine di esecuzione delle prove, definito da normativa.

A questo punto, avendo dimostrato che l'ordine di somministrazione del carico non ha influenza sulla modalità di decadimento della rigidezza, si è legittimati a scegliere, per lo svolgimento delle successive prove a temperatura controllata, una qualsiasi delle 5 modalità presentate all'inizio del capitolo. In particolare, per restare quanto più allineati possibile alla normativa in vigore, è stato utilizzato il ciclo LC per le successive prove a temperatura controllata.

Capitolo 6

Prove di fatica a temperatura controllata

6.1 Introduzione

In questo capitolo si vuole valutare l'impatto della storia di carico sulla rigidezza, a diversi valori di temperatura (controllati per mezzo della cella climatica). In particolare è stato scelto come ciclo affaticante, per i motivi già descritti nel capitolo precedente, il ciclo 5-LC. I valori di temperatura scelti per questa indagine sono i seguenti, associati alla relativa bielletta numerata per una più agevole identificazione:

- -10 °C (Bielletta #6)
- 10 °C (Bielletta #7)
- 30 °C (Bielletta #8)
- 50 °C (Bielletta #9)
- 80 °C (Bielletta #10)
- 100 °C (Bielletta #11)

Essendo emerse nel seguito delle criticità relativamente alla prova effettuata a 100 °C si è deciso di effettuare una prova aggiuntiva su un'ulteriore bielletta (#12 @ 100 °C).

6.2 Setup delle prove con cella climatica

Per lo svolgimento delle prove a temperatura controllata sul banco è stata montata la cella climatica menzionata nel capitolo 2.

La messa in opera di questo sistema aggiuntivo ha messo alla luce delle difficoltà di montaggio del pacchetto attrezzatura-componente al suo interno.

Per risolvere il problema e quindi poter effettuare un corretto montaggio è stato necessario mobilitare l'asse Z del banco di +12 mm, rinunciando così di fatto a buona parte della corsa utile dell'attuatore lungo la direzione Z^+ . Questo, tuttavia, non è risultato un problema in quanto le escursioni massime lungo questo asse registrate durante le prove di fatica risultavano inferiori ad 11 mm. Per cui l'escursione totale, in valore assoluto risulta essere pari a 24 mm, ovvero entro il limite nominale superiore della macchina.

Ricerca della FRF 3 per la verifica dei vecchi DRIVE ottenuti

Una volta portato a termine il montaggio del componente, si viene a definire un nuovo sistema banco-attrezzatura-componente, differente da quello visto durante le prove descritte nel precedente capitolo 5, infatti i nuovi elementi che ne modificano la natura sono sicuramente:

- 1. la presenza della camera climatica (dato che il collegamento dell'attrezzatura avviene interfacciandosi con questo elemento aggiuntivo)
- 2. l'offset iniziale dato all'asse Z per poter effettuare il montaggio della bielletta (non si ha la certezza che le risposte del relativo attuatore in un intorno diverso dal suo zero siano le medesime rispetto a quelle intorno allo zero)

Alla luce di queste considerazioni, poiché il sistema da attuare è cambiato, non si ha la certezza che i DRIVE adoperati nelle prove affaticanti a temperatura non controllata, possano essere utilizzati anche in questa campagna di prove.

A tal proposito è stata ricercata una nuova FRF, chiamata FRF 3, con le stesse modalità descritte nel paragrafo 3.2.3.

In Tabella 6.1 si riassumono complessivamente tutte le FRF ricavate durante questo lavoro.

Nome FRF Sensori applicati alla bielletta Lettura segnale risposta
FRF 1 - cella di carico
FRF 2 estensimetro estensimetro
FRF 3 - cella di carico

Tabella 6.1: Riepilogo di tutte le FRF ricavate

Si è quindi passati alla ricerca dei DRIVE adoperando la nuova FRF3, mediante procedimenti analoghi a quelli descritti nel paragrafo 3.2.4 arrivando così ad ottenere 9 nuovi segnali di comando.

Infine è stata svolta un'analisi per verificare l'eventuale intercambiabilità fra gli ultimi DRIVE ricavati e quelli invece ottenuti adoperando la FRF 1. I risultati sono stati positivi, infatti, le sovrapposizioni delle coppie di DRIVE relativi a ciascun percorso risultano praticamente perfette, indice del fatto che è possibile adoperare il medesimo ciclo vita ricavato per la campagna di prove di fatica a temperatura non controllata.

6.3 Considerazioni preliminari sulle prove da effettuare

In questo paragrafo si ricorda quanto espresso nel paragrafo 5.6 ovvero che dai risultati ottenuti dal primo set di prove affaticanti è emerso che il decadimento medio della rigidezza statica è pressoché indipendente dalla modalità di applicazione del carico. Per quanto riguarda le rigidezze dinamiche valgono considerazioni del tutto analoghe, ottenendo però un irrigidimento.

Alla luce di queste considerazioni la campagna di prove a temperatura controllata è stata svolta considerando come ciclo affaticante quello adoperato per la prova 5-LC, definito da normativa.

Come si noterà dai dati sperimentali riportati nei paragrafi successivi la storia di carico non è stata somministrata nella sua totalità sino a fine vita componente (100 %) ma soltanto fino al 50 % di essa. Infatti data la natura di ricerca pionieristica di questo studio si è preferito indirizzare gli sforzi verso un'indagine che racchiudesse una rosa più ampia di casi a temperatura differente piuttosto che uno studio approfondito (fino al 100% della vita) su un minor numero di condizioni di temperatura.

6.4 Analisi dei risultati sulla singola bielletta - confronto con i valori nominali - prove a temperatura controllata

In questa sezione si riportano gli andamenti della rigidezza sia statica che dinamica, allo scopo di indagare il loro decadimento rispetto alle condizioni nominali nel corso della prima metà del ciclo vita LC già adoperato per le prove affaticanti somministrato a temperature differenti controllate mediante cella climatica.

Nello specifico la modalità di confronto dei risultati è quella sulla singola bielletta: ovvero considerando una modalità di somministrazione del carico, si confronta la rigidezza ai diversi istanti di vita (ogni 10% del ciclo di vita) con la rigidezza nominale.

Si sottolinea che a ciascuna prova a una data temperatura corrisponde univocamente una bielletta nuova come riportato in Tabella 6.2

Tabella 6.2: Corrispondenza fra biellette e modalità di somministrazione del carico

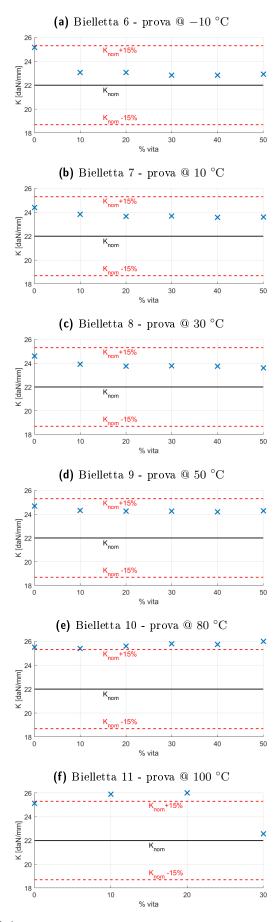
Numero bielletta	Temperatura di svolgimento della prova [°C]
#6	-10
#7	10
#8	30
$\#8 \ \#9$	50
#10	80
#11	100

6.4.1 Rigidezza statica

I procedimenti riportati in questo paragrafo sono del tutto analoghi a quelli illustrati nel capitolo 5, relativo alle prova di fatica. Quindi si considerano, come visto prima, gli scostamenti fra i valori nominali e quelli dei dati sperimentali, e la dispersione di questi ultimi, monitorata tramite il COV.

In Figura 6.1 sono presentati i risultati grafici di quanto appena descritto. Ciascun grafico riporta in ascissa la percentuale di fatica della bielletta ed in ordinata la rigidezza in valore assoluto; inoltre sono esplicitate la K_{nom} di progetto, ed una banda di tolleranza che secondo normativa deve essere pari a $K_{nom} \pm 15\%$.

Da cui segue che, affinché la rigidezza sia ancora accettabile secondo progetto, si dovrebbe ottenere che tutti i valori ricavati sperimentalmente, a ciascuna percentuale di vita della bielletta, siano compresi entro le sopraddette bande di tolleranza.



 $\textbf{Figura 6.1:} \ \ \text{Rigidezze statiche - prove a temperatura controllata}$

In Tabella 6.3 sono raccolti in maniera più compatta i risultati ottenuti; mantenendo la stessa chiave di lettura dei capitoli precedenti sono evidenziati in rosso i valori delle rigidezze che non ricadono nella banda di ammissibilità secondo normativa.

Tabella 6.3: Riepilogo risultati rigidezza statica - prove a temperatura controllata - Valori assoluti

		Rigidezza statica [daN/mm]							
$K_{nom}\pm15\%$ [daN/mm]	%vita componente	bielletta 6 (-10 °C)	bielletta 7 (10 °C)	bielletta 8 (30 °C)	bielletta 9 (50 °C)	bielletta 10 (80 °C)	bielletta 11 (100 °C)	COV [%]	
	0%	25,2	24,4	24,6	24,7	25,5	25,1	1,67%	
	10%	23,1	23,8	23,9	24,3	25,4	25,9	4,32%	
00 1 1 5 07	20%	23,1	23,7	23,8	24,3	25,6	26,0	4,69%	
$22 \pm 15\%$	30%	22,8	23,7	23,8	24,3	25,8	22,6	4,85%	
	40%	22,8	23,6	23,7	24,2	25,7	X	4,48%	
	50%	22,9	23,6	$23,\!6$	24,3	26	X	$4{,}91\%$	

Dai risultati emerge che al crescere della temperatura i valori di rigidezza statica, prossimi al limite superiore già nelle condizioni a nuovo, tendono a superare il limite superiore del $K_{nom}+15\%$; nel caso specifico delle biellette #10 ed #11, rispettivamente relative alle prove condotte a 80 °C e 100 °C, si hanno valori che fuoriescono dalla banda di tolleranza.

I valori del COV non superano in nessun caso il 5%, ciò è indice del fatto che nonostante le diverse temperature di esecuzione della prova la dispersione dei valori della rigidezza statica, a parità di percentuale di vita, sia molto contenuta.

Si noti che per la bielletta #11 i risultati relativi al 40% e 50% della vita non sono presenti. Questo è dovuto al fatto che intorno al 34% della vita si è manifestato un cedimento improvviso del componente, con il conseguente arresto della prova.

Osservando i dati raccolti fino al 30% della fatica si può notare come nel passaggio dal 20% al 30% della vita vi sia una forte diminuzione del valore di rigidezza, questo può essere interpretato come un campanello d'allarme che indica un comportamento anomalo della bielletta. Tuttavia il valore ottenuto in corrispondenza del 30% della vita, dal punto di vista della normativa, risulta ancora accettabile perché ricade all'interno della banda di tolleranza.

Il cedimento della bielletta #11 è il motivo per cui è stato deciso di eseguire una prova aggiuntiva a 100 °C il cui confronto con la prima prova alla stessa temperatura viene approfondito nel paragrafo 6.6.

6.4.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza

In questa sezione si riportano i risultati relativi alle rigidezze dinamiche a bassa frequenza, i cui valori vengono estratti dallo sweep in frequenza considerando come valore di lettura la rigidezza ottenuta a 25 Hz. Le considerazioni sul tipo di confronto sono le medesime fatte nel paragrafo precedente relativo alle rigidezze statiche.

In Figura 6.2 sono rappresentati i risultati in forma di grafici; ciascuno di essi riporta in ascissa la percentuale di fatica della bielletta ed in ordinata la rigidezza in valore assoluto; inoltre sono esplicitate la K_{nom} di progetto, e la banda di tolleranza.

Nella Tabella 6.4 sono raccolti in maniera più compatta i risultati ottenuti, evidenziando in rosso i valori delle rigidezze che non ricadono nella banda di ammissibilità secondo normativa.

Tabella 6.4: Riepilogo risultati rigidezza statica - prove a temperatura controllata - Valori assoluti

		Rigidezza dinamica $@25{ m Hz}~[{ m daN/mm}]$							
$K_{nom}\pm15\%$ [daN/mm]	$\% { m vita} \ { m componente}$	bielletta 6 (-10 °C)	bielletta 7 (10 °C)	bielletta 8 (30 °C)	bielletta 9 (50 °C)	bielletta 10 (80 °C)	bielletta 11 (100 °C)	COV [%]	
	0%	44,5	46,0	41,1	40,3	40,1	38,32	6,99%	
	10%	46,4	$45,\!2$	42,4	39,6	38,9	37,79	8,44%	
95 1 1507	20%	46,4	45,5	42,5	39,5	39,5	38,02	$8,\!25\%$	
$35 \pm 15\%$	30%	52,1	45,2	42,2	39,7	39,2	34,34	14,43%	
	40%	53,0	45,8	42,3	39,4	39,6	X	12,82%	
	50%	$52,\!4$	$45,\!6$	$42,\!5$	39,9	39,5	X	$12,\!06\%$	

Nel caso delle rigidezze dinamiche a bassa frequenza si nota un comportamento totalmente inverso rispetto a quello visto per le statiche infatti questa volta col crescere della temperatura si assiste ad una progressiva riduzione dei valori di rigidezza, i quali essendo già maggiori del limite superiore dettato da normativa nelle condizioni a nuovo, a seguito dell'effetto della temperatura vanno a ricadere all'interno della banda di tolleranza. In particolare a partire dalla bielletta #9 (prova a 50 °C) in poi si assiste al fenomeno appena descritto.

In generale quindi si può dedurre che sottoponendo il componente a condizioni di temperatura della prova sempre più alte, si manifesta una riduzione dei valori di rigidezza dinamica.

I valori relativi alla bielletta #11 della prova condotta a 100 °C sono mancanti a causa dell'interruzione della stessa per i motivi già spiegati nel paragrafo 6.4.1.

I valori del COV in questo caso risultano notevolmente più elevati rispetto al caso statico, soprattutto a partire dal 30% della vita in poi, ciò è indice del fatto che le diverse temperature di esecuzione della prova cominciano ad avere un peso rilevante sulla dispersione dei valori della rigidezza dinamica.

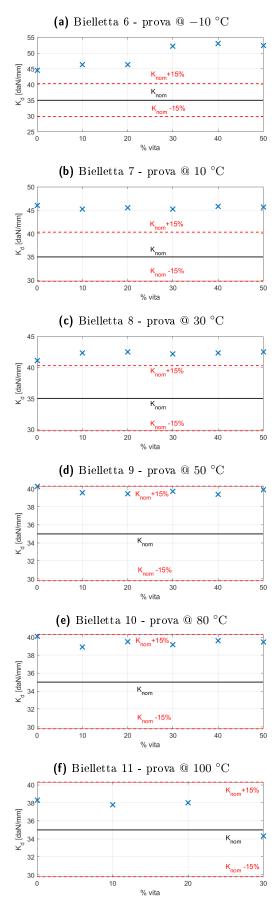


Figura 6.2: Rigidezze dinamiche @ 25 Hz - prove a temperatura controllata

6.4.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza

In questa sezione si riportano i risultati relativi alle rigidezze dinamiche ad alta frequenza, i cui valori vengono estratti dallo sweep in frequenza considerando come valore di lettura la rigidezza ottenuta a 100 Hz. Le considerazioni sul tipo di confronto sono le medesime fatte nel paragrafo precedente relativo alle rigidezze dinamiche a bassa frequenza.

In Figura 6.3 sono rappresentati i risultati in forma di grafici; ciascuno di essi riporta in ascissa la percentuale di fatica della bielletta ed in ordinata la rigidezza in valore assoluto; inoltre sono esplicitate la K_{nom} di progetto, e la banda di tolleranza.

Nella Tabella 6.5 sono raccolti in maniera più compatta i risultati ottenuti, evidenziando in rosso i valori delle rigidezze che non ricadono nella banda di ammissibilità secondo normativa.

Tabella 6.5: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @100Hz - prove a temperatura controllata - Valori assoluti

		m Rigidezza~dinamica $ m @100~Hz~[daN/mm]$							
$K_{nom}\pm15\%$ [daN/mm]	$\% { m vita}$ componente	bielletta 6 (-10 °C)	bielletta 7 (10 °C)	bielletta 8 (30 °C)	bielletta 9 (50 °C)	bielletta 10 (80 °C)	bielletta 11 (100 °C)	COV [%]	
	0%	49,5	52,5	46,5	45,0	43,9	42,0	8,26%	
	10%	51,9	51,5	47,9	44,6	43,2	43,2	8,47%	
00 1 4 5 07	20%	50,8	53,0	47,9	44,2	42,7	41,2	10.06%	
$38 \pm 15\%$	30%	64.8	53,4	48,6	45,2	43.2	37,8	19.29%	
	40%	65,6	$53,\!5$	48,2	43,2	44,2	X	17,95%	
	50%	66,0	$53,\!5$	48,8	45,3	43,2	X	$17,\!63\%$	

Con i risultati relativi al caso delle rigidezze dinamiche ad alta frequenza si ha una conferma di quanto emerso nel caso a bassa frequenza.

Infatti al crescere della temperatura si assiste alla medesima riduzione dei valori di rigidezza, i quali rimangono comunque fuori dalla banda di tolleranza nella maggior parte delle prove, eccezion fatta per le prove a 80 °C e 100 °C.

I valori del COV in questo caso risultano decisamente più elevati rispetto al caso a bassa frequenza raggiungendo in alcuni casi quasi il 20%, indice del fatto che la rigidezza dinamica ad alta frequenza risulta molto più sensibile alle condizioni di temperatura, rispetto a quella statica e quella a bassa frequenza.

In via del tutto generale si può quindi dedurre che l'aumento di temperatura influisce sulla dispersione dei valori della rigidezza dinamica in maniera tanto più preponderante quanto più elevate solo le frequenze in cui essa viene rilevata.

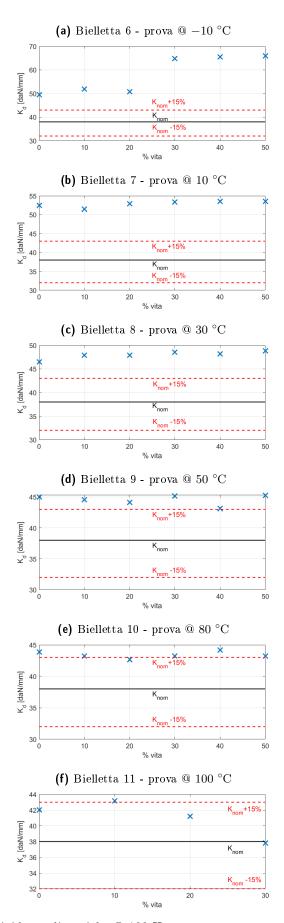


Figura 6.3: Rigidezze dinamiche @ $100~\mathrm{Hz}$ - prove a temperatura controllata

6.5 Analisi dei risultati su tutte le biellette - confronto adimensionale rispetto alle condizioni di componente nuovo prove a temperatura controllata

In questa sezione il confronto delle rigidezze statiche e dinamiche fra le 6 prove a temperatura controllata è finalizzato a valutare se la temperatura di esecuzione della prova ha effetto sul danneggiamento complessivo del provino.

Nello specifico il confronto dei risultati è stato fatto per mezzo di rapporti adimensionali di rigidezza così da uniformare i risultati delle diverse biellette. Infatti l'obiettivo, in questo caso, è quello di poter effettuare un confronto incrociato fra esse che sia indipendente dal valore assoluto della rigidezze a nuovo di ciascuna bielletta.

I rapporti adimensionali in termini percentuali tenuti in considerazione sono stati ricavati rapportando il valore "attuale" di rigidezza con quello di rigidezza a nuovo, come segue:

Decadimento
$$\% = \frac{K_{attuale}}{K_{0\%} \cdot 100}$$

Si ribadisce, come fatto nell'analoga sezione delle prove affaticanti a temperatura non controllata, che questa operazione è necessaria per poter normalizzare i dati sperimentali e fare un confronto incrociato fra biellette differenti, ciò è dovuto al fatto che non vi è nessuna garanzia che le rigidezze a nuovo di ciascun componente siano esattamente uguali fra loro, in quanto i processi produttivi possono indurre delle oscillazioni del valore della rigidezza nominale, anche considerevoli ai fini del confronto che si vuole effettuare in questo lavoro.

6.5.1 Rigidezza statica

Di seguito in Figura 6.4 si riportano i decadimenti percentuali ottenuti per ciascuna delle biellette rispetto alla condizione di bielletta nuova; gli andamenti ottenuti sono ricavati per ciascuna della modalità di somministrazione del carico.

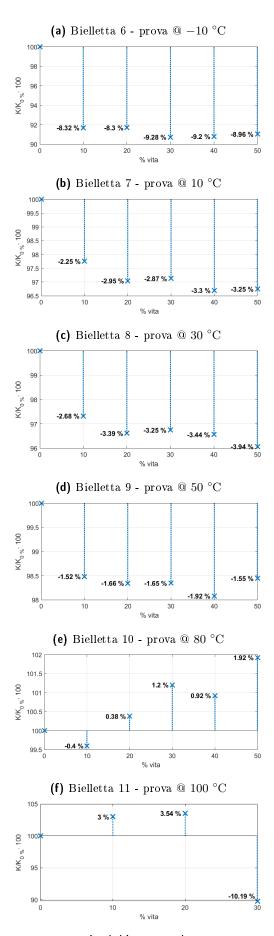


Figura 6.4: Decadimento percentuale rigidezza statica - prove a temperatura controllata

Dai risultati delle rigidezze statiche ottenuti, riorganizzati in Tabella 6.6, è evidente che la temperatura di esecuzione della prova ha un'influenza non indifferente sulla modalità di decadimento della rigidezza statica. Si nota infatti come a basse temperature (bielletta $\#6 \ @ -10 \ ^{\circ}$ C) vi sia un decadimento spinto della rigidezza statica che supera in alcuni casi anche il 9 %; mentre considerando via via temperature sempre più elevate questo effetto va a mitigarsi, mutando in irrigidimento del componente una volta raggiunta la temperatura di 80 $^{\circ}$ C.

Tabella 6.6: Riepilogo risultati rigidezza statica - prove a temperatura controllata - Decadimento percentuale rispetto al valore a nuovo

%vita	$\begin{array}{c} {\rm Decadimento} \% \\ {\rm rigidezza} {\rm statica} \end{array}$									
componence	bielletta 6 (-10 °C)	bielletta 7 (10 °C)	bielletta 8 (30 °C)	bielletta 9 (50 °C)	bielletta 10 (80 °C)	bielletta 11 (100 °C)	MEDIA			
0%	<u>-</u>	· -	-	-	· -	· -	-			
10%	-8,32%	$-2,\!25\%$	-2,68%	$^{-1,52\%}$	-0,40%	$3{,}00\%$	-2,03%			
20%	-8,30%	-2,95%	-3,39%	-1,66%	0.38%	3,54%	-2,06%			
30%	-9,28%	-2,87%	-3,25%	-1,65%	1,20%	$-10{,}19\%$	-4,34%			
40%	-9,20%	-3,30%	-3,44%	-1,92%	0.92%	X	-3,39%			
50%	-8,96%	-3,25%	-3,94%	$-1,\!55\%$	$1{,}92\%$	X	-3,16%			

Focalizzando l'attenzione sulla prova a $100\,^{\circ}$ C emerge in maniera più vistosa il campanello d'allarme menzionato nel paragrafo 6.4.1, infatti è evidente come l'improvviso decadimento (-10,19%) della rigidezza statica in corrispondenza del 30% della vita del componente sia anomalo considerando anche gli altri andamenti praticamente costanti con l'avanzamento della storia di carico.

Nell'ultima colonna della Tabella 6.6 è riportata la media dei valori ad ogni percentuale di vita, essa è indicativa ai fini di questa indagine in quanto fornisce informazioni circa il decadimento (o irrigidimento) in cui si potrebbe incorrere durante un ciclo termico reale e non perfettamente noto, ma del quale si considera un certo ventaglio di temperature.

Infatti la temperatura a regime in quanto tale (imposta principalmente dallo scambio di calore proveniente dal motore) si può ritenere quasi indipendente dal clima esterno, mentre la temperatura esterna, invece, può influenzare tutt'al più la velocità con cui si giunge al regime termico cui il componente si troverà a lavorare.

Confronto globale

Il confronto simultaneo fra le varie prove è rappresentato in Figura 6.5 il cui grafico è ottenuto dalla sovrapposizione degli andamenti di Figura 6.4 per mettere meglio in evidenza l'effetto globale della temperatura sulla variazione delle rigidezze statiche.

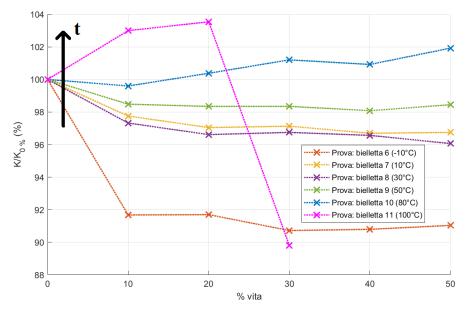


Figura 6.5: Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze statiche - prove a temperatura controllata

Da un'analisi del grafico ottenuto in Figura 6.5, saltano all'occhio sicuramente gli andamenti delle prove con le due temperature estreme (-10 °C e 100 °C) dato che i relativi valori si discostano in maniera significativa dal gruppo di andamenti delle altre prove che invece risulta molto più compatto.

Nonostante ciò dagli andamenti plottati simultaneamente emerge in maniera più evidente un aspetto che era stato brevemente descritto con i due confronti precedenti, ovvero l'effetto della temperatura sulla variazione di rigidezza.

In particolare, come indicato esplicitamente sul grafico, la temperatura sembra avere un'influenza sulle modalità di decadimento della rigidezza statica. Infatti la bielletta in queste condizioni assume un comportamento termo-indurente manifestando globalmente un aumento della sua rigidezza statica con la temperatura.

6.5.2 Rigidezza dinamica a bassa frequenza

Analogamente a quanto fatto per il caso statico, in Figura 6.6 si riportano, i decadimenti percentuali ottenuti per ciascuna delle biellette, in riferimento alla rigidezza dinamica a bassa frequenza a nuovo (25 Hz).

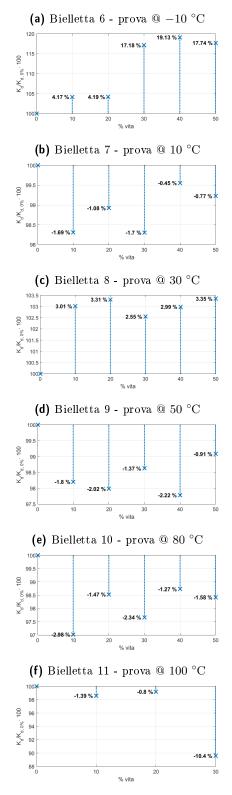


Figura 6.6: Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 25 Hz - prove a temperatura controllata

Dai risultati ottenuti riorganizzati in Tabella 6.7 si nota che anche nel caso delle rigidezze dinamiche a bassa frequenza la temperatura di esecuzione della prova ha una certa influenza sulla modalità di decadimento della rigidezza.

Tabella 6.7: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 25 Hz prove a temperatura controllata - Decadimento percentuale rispetto al valore a nuovo

%vita	Decadimento $\%$ rigidezza dinamica $@25~\mathrm{Hz}$									
	bielletta 6 (-10 °C)	bielletta 7 (10 °C)	bielletta 8 (30 °C)	bielletta 9 (50 °C)	bielletta 10 (80 °C)	bielletta 11 (100 °C)	MEDIA			
0%	-	-	-	-	-	-	<u>-</u>			
10%	$+4{,}17\%$	-1,69%	+3,01%	-1,80%	-2,98%	$-1,\!39\%$	-0,11%			
20%	$+4{,}19\%$	-1,08%	+3,31%	-2,02%	-1,47%	-0,80%	+0,36%			
30%	+17,18%	-1,70%	+2,55%	-1,37%	-2,34%	$-10,\!40\%$	+0,65%			
40%	$+19,\!13\%$	-0.45%	+2,99%	-2,22%	-1,27%	X	+3,64%			
50%	$+17{,}74\%$	-0.77%	$+3,\!35\%$	-0.91%	-1,58%	X	+3,57%			

La tabella appena presentata va letta per colonne, da queste si osserva che:

- a -10 °C si nota un comportamento diametralmente opposto rispetto a quello visto con la caratterizzazione statica: il comportamento dinamico (nel caso specifico a bassa frequenza) varia rispetto a quello statico presentando un irrigidimento anche molto spinto, infatti si arrivano ad ottenere valori superiori al +19% in corrispondenza del 40% della vita componente.
- a 10 °C e 50 °C si hanno in entrambi i casi dei leggeri decadimenti iniziali che si mantengono più o meno constanti al progredire del ciclo affaticante.
- a 30 °C si ha un'eccezione in quanto l'andamento si discosta dagli altri risultati manifestando un irrigidimento
- a 80 °C si ottiene nuovamente un decadimento della rigidezza, ed in particolare questo risulta essere l'ultimo caso stabile fra quelli analizzati

Infine considerando l'andamento a 100 °C si nota che la prova non è in disaccordo con le precedenti, ma semplicemente non ci dà modo di andare fino in fondo, dato che il gommato si lacera prima di giungere al 50% della vita.

Confronto globale

Il confronto simultaneo fra le varie prove è rappresentato in Figura 6.7 il cui grafico è ottenuto dalla sovrapposizione degli andamenti di Figura 6.6 per mettere meglio in evidenza l'effetto globale della temperatura sulla variazione delle rigidezze statiche.

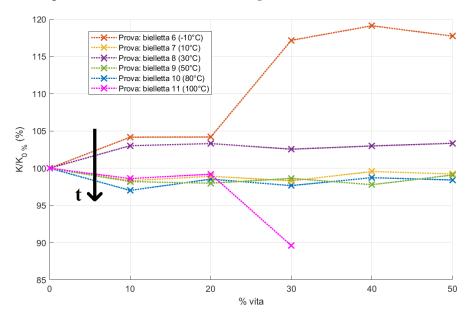


Figura 6.7: Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze dinamiche @ 25 Hz - prove a temperatura controllata

Da un'analisi del grafico ottenuto in Figura 6.7, si nota anche in questo caso, come visto per le rigidezze statiche, che gli andamenti relativi alle prove con le due temperature estreme ($-10~^{\circ}\mathrm{C}$ e $100~^{\circ}\mathrm{C}$) si discostano in maniera significativa dal gruppo di andamenti delle altre prove che invece risulta molto più compatto.

L'effetto della temperatura sulla variazione di rigidezza è esplicitato nel grafico ed indica come la temperatura abbia un'influenza diametralmente opposta al caso della rigidezza in condizioni statiche.

Infatti in questo caso la bielletta assume un comportamento differente manifestando globalmente una riduzione della sua rigidezza dinamica con la temperatura.

In generale dai risultati ottenuti si può dedurre che all'aumentare della frequenza delle forzanti cui la bielletta è sottoposta sembra prevalere un funzionamento termo-plastico del componente con delle progressive riduzioni di rigidezza quando la temperatura cui il componente è sottoposto si fa via via più alta.

6.5.3 Rigidezza dinamica ad alta frequenza

Analogamente a quanto fatto per il caso statico, in Figura 6.8 si riportano, i decadimenti percentuali ottenuti per ciascuna delle biellette, in riferimento alla rigidezza dinamica ad alta frequenza a nuovo (100 Hz).

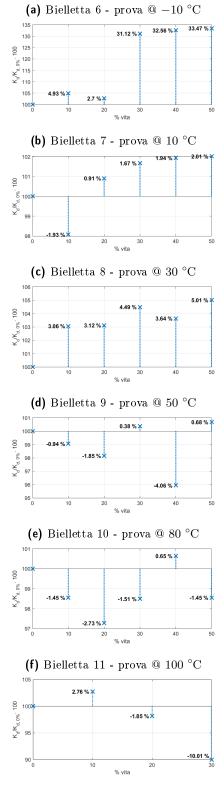


Figura 6.8: Decadimento percentuale rigidezza dinamica @ 100 Hz - prove a temperatura controllata

Da un'analisi dei risultati ottenuti, riorganizzati in Tabella 6.8, si giunge praticamente a delle conclusioni molto simili a quelle già dedotte nel caso a bassa frequenza, con la differenza però che in questo caso il fenomeno di decadimento è globalmente molto meno marcato e lascia il posto a degli irrigidimenti per ogni temperatura considerata (tranne che per quelle a temperature comprese fra i 50 °C ed i 100 °C)

Tabella 6.8: Riepilogo risultati rigidezza dinamica @ 100 Hz prove a temperatura controllata - Decadimento percentuale rispetto al valore a nuovo

%vita componente	$\begin{array}{c} {\rm Decadimento}\%\\ {\rm rigidezza}{\rm dinamica}@100{\rm Hz} \end{array}$									
	bielletta 6 (-10 °C)	bielletta 7 (10 °C)	bielletta 8 (30 °C)	bielletta 9 (50 °C)	bielletta 10 (80 °C)	bielletta 11 (100 °C)	MEDIA			
0%	_	_	-	-	_	_	-			
10%	$+4{,}93\%$	-1,93%	+3,06%	-0.94%	-1,45%	$+2{,}76\%$	+1,07%			
20%	$+2{,}70\%$	+0.91%	+3,12%	-1,85%	-2,73%	-1,85%	+0.05%			
30%	+31,12%	+1,67%	+4,49%	+0.38%	-1,51%	-10,01%	+4,36%			
40%	$+32,\!56\%$	+1,94%	+3,64%	-4,06%	$+0,\!65\%$	X	+6,95%			
50%	$+33,\!47\%$	$+2,\!01\%$	$+5,\!01\%$	$+0,\!68\%$	$\textbf{-}1,\!45\%$	X	+7,94%			

Confronto globale

Il confronto simultaneo fra le varie prove è rappresentato in Figura 6.9 il cui grafico è ottenuto dalla sovrapposizione degli andamenti di Figura 6.8 per mettere meglio in evidenza l'effetto globale della temperatura sulla variazione delle rigidezze statiche.

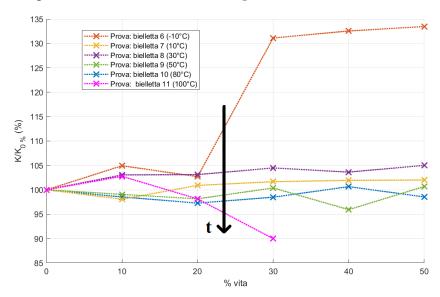


Figura 6.9: Confronto globale del decadimento percentuale delle rigidezze dinamiche @ 100 Hz - prove a temperatura controllata

Da un'analisi del grafico ottenuto si nota ancora una volta che gli andamenti relativi alle prove con le due temperature estreme ($-10\,^{\circ}\mathrm{C}$ e $100\,^{\circ}\mathrm{C}$) si discostano in maniera significativa dal gruppo di andamenti delle altre prove che invece risulta molto più compatto.

L'effetto della temperatura in questo caso non è esplicito come prima perché per il valore puntuale a 100 Hz della rigidezza dinamica c'è una sovrapposizione che non permette di distinguere in maniera immediata gli andamenti a temperature differenti, tuttavia il loro trend, analizzando con attenzione i valori, è il medesimo della prova a bassa frequenza.

6.6 Indagine approfondita per la prova a 100 °C

A causa della rottura della bielletta #11 durante la prova svolta a 100 °C, è stata effettuata una seconda analisi alla medesima temperatura per verificare che il cedimento ottenuto fosse imputabile effettivamente all'effetto congiunto del ciclo affaticante e della temperatura elevata.

In questo paragrafo viene descritto il confronto specifico delle due prove a 100 °C riferendosi ai decadimenti delle rigidezze statica e dinamiche.

Essendosi manifestata la rottura della bielletta #11 (Figura 6.10) quando la prova era in prossimità del 34% circa, si è deciso di variare la procedura di campionamento delle rigidezze, disallineandosi con quanto espresso nell'introduzione del capitolo (§ 6.1), infatti al fine di ottenere una migliore risoluzione sul decadimento della rigidezza le procedure di caratterizzazione statica e dinamiche a partire dal 30% della vita del componente in poi sono state effettuate non più ogni 10% della vita bensì ogni 1% del ciclo affaticante.

Il cedimento in questione, motivo del cambiamento della modalità di indagine appena citato, può essere approfondito esaminando la Figura 6.10 che riporta la bielletta #11 con l'evidente spaccatura nel gommato. Nello specifico sono ben visibili due cricche nelle razze (porzioni di gommato che collegano il cannotto all'anello esterno), delle quali soltanto una progredisce fino al completo distaccamento.

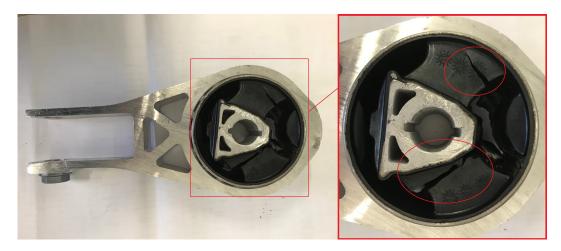


Figura 6.10: Dettaglio cedimento bielletta #11

6.6.1 Rigidezze statiche

In Figura 6.11 sono riportati gli andamenti dei decadimenti percentuali della rigidezza statica delle due prove.

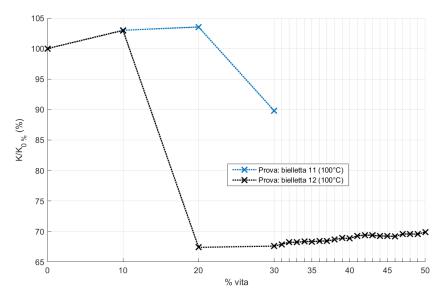


Figura 6.11: Confronto dei decadimenti percentuali delle rigidezze statiche - prove con temperatura pari a 100 $^{\circ}$ C

L'incremento di rigidezza rimane sempre più elevato rispetto agli incrementi rilevati con le altre temperature, ma in questo caso esso ha una durata limitata anche per la bielletta #12 il cui crollo improvviso di rigidezza che, vista l'esperienza della precedente bielletta, ci si aspettava intorno al 30% in questo caso si manifesta fra il 10% ed il 20% della vita.

Nello specifico si nota un maggiore decadimento ($\approx -67\%$) dovuto al fatto che in questo caso la bielletta #12 ha subito un cedimento del gommato differente da quello della #11, come visibile in Figura 6.12 non distruggendosi del tutto.

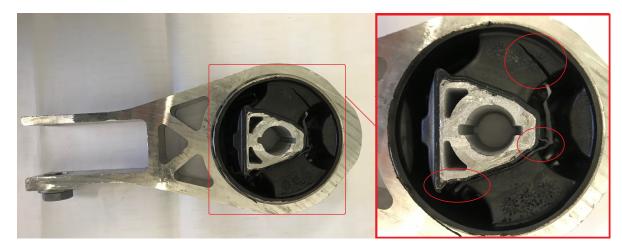


Figura 6.12: Dettaglio cedimento bielletta #12

Infatti con questa modalità di rottura si è innescata una cricca in una delle due razze che collegano il cannotto all'anello esterno, tuttavia essa non ha progredito fino al completo distacco del gommato. D'altro canto un'ulteriore cricca si è innescata nell'interfaccia razzacannotto portando ad uno scollamento ed un successivo scivolamento del gommato senza che

questo si distaccasse del tutto, ragion per cui si può attribuire la rigidezza residua garantita sino a fine prova proprio a questo fenomeno appena descritto.

6.6.2 Rigidezze dinamiche a bassa ed alta frequenza

Nelle Figure 6.13 e 6.14 sono riportati rispettivamente gli andamenti dei decadimenti percentuali della rigidezza dinamica a bassa ed alta frequenza delle due prove.

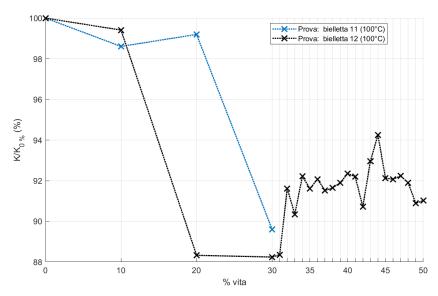


Figura 6.13: Confronto dei decadimenti percentuali delle rigidezze dinamiche @25 Hz - prove con temperatura pari a $100~^{\circ}\mathrm{C}$

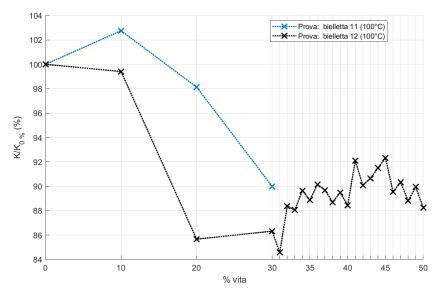


Figura 6.14: Confronto dei decadimenti percentuali delle rigidezze dinamiche @100 Hz - prove con temperatura pari a $100~^{\circ}\mathrm{C}$

Anche in questi due casi si nota il medesimo comportamento avuto nel caso statico: infatti fra il 10% ed il 20% della vita si manifesta il crollo dell'andamento per poi avere un successivo irrigidimento graduale a partire dal 20% della vita in poi, anche se il componente risulta già criccato.

6.7 Conclusioni

Da questa campagna di prove a temperature controllate emerge che la bielletta in condizioni statiche assume un comportamento termo-indurente manifestando globalmente un aumento della sua rigidezza statica con la temperatura.

Viceversa all'aumentare della frequenza (di circa 3 ordini di grandezza, dato che la caratterizzazione statica è assimilabile ad una dinamica la cui frequenza risulta pari a $\approx 0.1~{\rm Hz}$) delle forzanti cui la bielletta è sottoposta sembra prevalere un funzionamento termo-plastico del componente, infatti si manifestano delle progressive riduzioni di rigidezza quando la temperatura è più elevata.

Questa inversione di comportamento può essere attribuibile alla combinazione dell'effetto della temperatura con le diverse velocità con cui i cicli delle caratterizzazioni sono effettuati (le quali sono legate alla frequenza della caratterizzazione).

Infatti l'aumento di temperatura può causare una riduzione della viscosità del gommato, la quale durante la prova statica non ha peso, e fa emergere soltanto il comportamento termo-indurente osservato dai dati sperimentali. Nel caso della dinamica invece, l'aumento di temperatura e la conseguente riduzione del coefficiente di smorzamento, il quale ha un peso nell'ottenimento della risposta alla forzante armonica, potrebbe essere la spiegazione del comportamento termo-plastico osservato con le caratterizzazioni dinamiche.

Per quanto riguarda la prova a temperatura più critica (100 °C) si è notato, basandosi sui dati relativi alle ultime due biellette analizzate, come in un caso (bielletta #11) si sia manifestato un cedimento improvviso, che ha portato alla totale rottura del gommato rendendo di fatto inutilizzabile il componente. Nel secondo caso (bielletta #12) invece si è assistito ad una diversa modalità di cedimento del gommato, che ha fatto crollare la rigidezza, pur garantendo una minimo di resistenza ai carchi fino al 50% della vita, momento in cui si è deciso di interrompere la prova per rimanere in linea con le restanti prove di temperatura svolte in questa campagna.

Capitolo 7

Conclusioni e sviluppi futuri

Conclusioni

Dalle analisi svolte in questo lavoro di tesi è emerso che l'azione congiunta di cicli affaticanti e temperature diverse da quella ambiente provoca sul componente analizzato una variazione anche considerevole delle sue caratteristiche, in particolare della sua rigidezza, parametro sul quale ci si è focalizzati in questo lavoro di tesi.

I risultati relativi alle prove di fatica a temperatura non controllata svolti nella prima parte del lavoro hanno messo in luce l'intercambiabilità dell'ordine dei cicli affaticanti cui il componente può essere sottoposto ottenendo dei danneggiamenti del tutto confrontabili, eccetto nel caso in cui le storie di carico siano somministrate secondo un ordine che preveda per primi i segnali di durate più lunghe, condizione che si è visto porta ad un diverso danneggiamento del componente.

Gli effetti della temperatura trattati nella seconda parte del lavoro sono stati analizzati adoperando tutti il medesimo ciclo affaticante in maniera da poter isolare ed individuare meglio, per quanto possibile, l'effetto della sola temperatura. Ciò che è emerso è che la bielletta in condizioni statiche assume un comportamento termo-indurente manifestando globalmente un aumento della sua rigidezza statica con la temperatura. Viceversa all'aumentare della frequenza sembra prevalere un funzionamento termo-plastico del componente, infatti si manifestano delle progressive riduzioni di rigidezza quando la temperatura è più elevata.

Sviluppi futuri

Il lavoro di tesi svolto ha sicuramente una forte impronta di ricerca pionieristica in questo specifico campo, motivo per cui fra i diversi risultati degni di nota ottenuti alcuni meritano di certo un ulteriore approfondimento. Alcune tra le proposte sono:

- Verificare nuovamente il criterio Palmgren-Miner riadattato utilizzando 3-5 biellette per ognuna delle modalità di applicazione del carico (numero di biellette totali compreso fra 15 e 25) in modo da ottenere un risultato più fino rispetto a quello ottenuto in questo lavoro.
- Valutare la possibità di utilizzare dei criteri di isodanno per risparmiare sui tempi-banco e verificare se gli effetti della temperatura sono gli stessi ottenuti con i cicli originali adoperati in questo lavoro.
- Indagare in maniera dettagliata la fatica alla temperatura di 100 °C per capire l'esatto momento della rottura del componente

- \bullet Proseguire con le prove a temperatura controllata fino al 100% della vita della bielletta per verificare se dal 50% in poi della vita a fatica ci siano delle variazioni rispetto ai risultati ottenuti
- Combinare, in modo che avvengano contemporaneamente sulla bielletta, il ciclo affaticante ed un ciclo termico vero e proprio, in modo da rappresentare una situazione reale in differenti scenari (con climi freddi, miti, caldi, etc)

Bibliografia

- [1] Y. Yu, Nagi G. Naganathan, Rao V. Dukkipati (2001), A literature review of automotive vehicle engine mounting systems Mechanism and Machine Theory 36.
- [2] R. Fan, Z. Lu (2007), Fixed points on the nonlinear dynamic properties of hydraulic engine mounts and parameter identification method: Experiment and theory Journal of Sound and Vibration 305.
- [3] P.Shital, C.Ghosh, H.Talwar et al. (2015), A study of engine mount optimisation of three-cylinder engine through multi-body dynamic simulation and its verification by vehicle measurement, SAE Technical Paper, 2015, doi:10.4271/2015-26-0126.
- [4] R.Channamaneni, P.Kannan, P.Padavala (2017), A Systematic Approach Towards Engine Mounting System Vibration Isolation Performance Validation in Commercial Vehicles, SAE Technical Paper, 2017, doi:10.4271/2017-28-1928.
- [5] A.Fasana, S. Marchesiello (2006), Meccanica delle vibrazioni, Clut, Torino.
- [6] J.Shigley, R.Budynas, J.Nisbett (2013) Progetto e costruzione di macchine, McGraw-Hill Education.