

Politecnico di Torino

FACOLTÀ DI INGEGNERIA Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

# Caratterizzazione sperimentale e numerica di ammortizzatori idrodinamici

Relatore: Prof. Domenic D'Ambrosio

Correlatore: Prof. Roberto Marsilio

Tutor Aziendale: Ing. Armando De Vita Candidato: Marco Cucchi

Anno Accademico 2018-2019

# Indice

Introduzione I					
1	L'a	mmortizzatore e la sospensione	1		
	1.1	La sospensione	1		
	1.2	L'ammortizzatore	3		
		1.2.1 Ammortizzatore concettuale	3		
		1.2.2 Monotubo e bitubo	6		
		1.2.3 Valvole	9		
	1.3	Ammortizzatore 9018148-SP	12		
<b>2</b>	Bar	nco prova ammortizzatori Precisa	17		
	2.1	Analisi cinematica del sistema biella-manovella	19		
		2.1.1 Spostamento del pistone	21		
		2.1.2 Spostamento del pistone parametrizzato con $L$	23		
		2.1.3 Inclinazione della biella parametrizzata con $L$	25		
		2.1.4 Velocità del pistone	26		
		2.1.5 Accelerazione del pistone	28		
	2.2	Velocità e accelerazione del pistone durante le prove sperimentali	29		
	2.3	Legge del moto	32		
3	Prove sperimentali 35				
	3.1	Metodologia	37		
		3.1.1 Media	41		
		3.1.2 Errore assoluto	44		
		3.1.3 Errore percentuale	47		
	3.2	Test in temperatura	48		
	3.3	Ripetibilità dei risultati	52		
4	Intr	coduzione al modello	57		
	4.1	Equazioni di governo	57		
	4.2	Comprimibilità e CTE	58		
	4.3	Tempo caratteristico e variazione di pressione	58		
	4.4	Forza di smorzamento	59		

4.5	Modello bitubo con fluido incomprimibile	60
4.6	Modello bitubo con fluido comprimibile e isotermo	63
Conclusioni		
Bibliografia		

## Introduzione

Negli scorsi anni l'azienda Partex Italia S.r.l. ha collaborato con il Politecnico di Torino per l'implementazione di un modello matematico e la realizzazione di un software atto a simulare le prestazioni e le reazioni di apparati ammortizzanti in termini di curve forza / spostamento caratteristiche.

La mia tesi è stata propedeutica alla validazione del modello matematico e si è concentrata sull'analisi della dispersione dei risultati a livello sperimentale, viste le discrepanze tra modello e fenomeno fisico.

In particolare il mio lavoro è stato quello di testare, in termini di forza di smorzamento sviluppata, una serie di ammortizzatori idrodinamici bitubo, utilizzando il banco prova Precisa 99-959 che, imponendo un moto all'ammortizzatore, ne calcola, per mezzo di una cella di carico e di un sensore di posizione, la forza di smorzamento e lo spostamento nel tempo.

Il mio elaborato è articolato in quattro capitoli.

Nel primo capitolo ho focalizzato l'attenzione sulle caratteristiche di funzionamento degli ammortizzatori idrodinamici partendo dalla descrizione dei componenti fondamentali di una sospensione, delle differenze tra ammortizzatori monotubo e bitubo e delle relative valvole per soffermarmi sull'oggetto della mia indagine: l'ammortizzatore bitubo 9018148 – SP.

Nel secondo capitolo ho effettuato un'analisi cinematica del sistema biella-manovella del banco prova per determinare la legge del moto.

Nel terzo capitolo ho descritto la metodologia utilizzata per elaborare i campioni di forza e spostamento registrati dal software interno durante le prove sperimentali: per ogni test effettuato si suddividono le curve caratteristiche di smorzamento rilevate in base alle cinque velocità scelte e ne si calcola separatamente la media e gli errori assoluti e percentuali.

Inoltre ho descritto i test effettuati per la verifica dell'incidenza della viscosità dell'olio sulla taratura e dell'affidabilità del banco prova.

Nel quarto capitolo, infine, ho brevemente introdotto il modello matematico descrivendone le leggi di bilancio.

# Capitolo 1

# L'ammortizzatore e la sospensione

## 1.1 La sospensione

Il termine sospensione indica l'insieme dei componenti che collegano le ruote e quanto ad esse congiunto (mozzi, freni, ecc.), dette masse non sospese, alla carrozzeria ed a tutte le parti meccaniche in essa contenute definite masse sospese. Gli elementi principali che costituiscono una sospensione sono:

- Bracci rigidi: permettono il collegamento tra ruota e cassa riducendone i gradi di libertà relativi;
- Barra antirollio: fondamentale per la ripartizione del carico laterale tra avantreno e retrotreno;
- Tassello in gomma: permette il filtraggio delle vibrazioni che potrebbero essere trasmesse dall'ammortizzatore alla scocca;
- Balestre: sostengono il peso della vettura e la mantengono ad una prefissata altezza rispetto al terreno;
- Molle: Immagazzinano l'energia proveniente dal moto delle masse non sospese;
- Ammortizzatori: convertono l'energia immagazzinata dalle molle in calore diminuendone l'ampiezza di oscillazione nel tempo (elemento smorzante).



Figura 1.1: Masse sospese e masse non sospese di una vettura

La massa sospesa è molto superiore a quella non sospesa, per questo motivo il moto della massa sospesa (rollio, beccheggio e pompaggio) avviene a velocità inferiore e con ampiezza superiore rispetto al moto della massa non sospesa.

La sospensione di un veicolo deve garantire il migliore compromesso tra una serie di requisiti i quali possono essere suddivisi in due caratteristiche principali: comfort di guida e maneggevolezza. Il comfort di guida riguarda la risposta delle masse sospese al moto delle ruote mentre la maneggevolezza è strettamente correlata alla reazione del veicolo rispetto alle manovre sterzanti. Queste qualità vengono tradotte nel parametro comfort-maneggevolezza della sospensione  $f_{SRH}$  che tiene conto della rigidezza k, del coefficiente di smorzamento C e della massa m del sistema equivalente, dato da:

$$f_{SRH} = \sqrt[3]{\frac{kC}{m^2}} \tag{1.1}$$

Per i veicoli convenzionali:  $1s^{-1} < f_{SRH} < 2s^{-1}$ 

Esistono due famiglie principali di sospensioni: a quadrilatero articolato (figura 1.2 - A) in cui la ruota è guidata da uno o più bracci o un asse, e pertanto l'ammortizzatore si limita a smorzare i movimenti della sospensione; di tipo MC Pherson (figura 1.2 - B) nel quale l'ammortizzatore ha anche una funzione strutturale, cioè è determinante ai fini della traiettoria della ruota rispetto alla scocca e viceversa, e per questo motivo il loro stelo è molto più grosso di quelli tradizionali.



Figura 1.2: Quadrilatero articolato (A); MC Pherson (B)

## 1.2 L'ammortizzatore

Gli ammortizzatori sono una componente fondamentale di un'autovettura in quanto hanno la funzione di smorzare un'oscillazione o di rallentare un movimento delle sospensioni. Nel momento in cui una vettura incontra un'irregolarità del manto stradale, la ruota si solleva e la molla dell'ammortizzatore si comprime immagazzinando energia; In un secondo momento l'elemento elastico si estende. Questo fenomeno ondulatorio prosegue fino a quando gli attriti lo fanno cessare. La funzione dell'ammortizzatore consiste nel controllare e smorzare tali oscillazioni convertendo l'energia immagazzinata dalla molla in calore all'interno del fluido viscoso.

#### 1.2.1 Ammortizzatore concettuale

Semplificando al massimo i componenti di un ammortizzatore idrodinamico (figura 1.3) si possono distinguere:

- Corpo;
- Olio;
- Stelo;
- Pistone.



Figura 1.3: Ammortizzatore concettuale

Si suppone che il pistone presenti tre fori:

- 1. Il by-pass sempre aperto e avente piccola sezione che lascia passare l'olio nei due sensi;
- 2. Il foro (E) dell'estensione, di sezione molto maggiore, chiuso da una lamella precaricata da una molla: l'olio vi fluisce solo quando l'ammortizzatore si muove in estensione e solo dopo aver superato la resistenza offerta dalla lamella;
- 3. Il foro (C) della compressione che si comporta esattamente come quello dell'estensione ma in senso inverso.



Figura 1.4: Esempio taratura di un ammortizzatore

Mentre l'ammortizzatore si muove in estensione, l'olio passa dalla camera superiore a quella inferiore. Se l'ammortizzatore si muove molto lentamente, l'olio fluirà in condizioni di moto laminare attraverso il by-pass, offrendo una resistenza che aumenta linearmente con la velocità (figura 1.4 – tratto a).

Se si aumenta la velocità dell'ammortizzatore e di conseguenza dell'olio, quest'ultimo si muoverà in condizioni di moto turbolento offrendo una resistenza che aumenta parabolicamente con la velocità (figura 1.4 – tratto b).

Quando la resistenza offerta dall'olio nell'attraversare il by-pass uguaglia quella necessaria a sollevare la lamella che chiude il foro E (figura 1.4 – punto g), allora l'olio fluirà sia attraverso il by-pass sia attraverso il foro E. Siccome la sezione del foro E è molto maggiore di quella del by-pass, la velocità dell'olio diminuisce drasticamente tornando ad un regime laminare (figura 1.4 – tratto d).

Quando l'ammortizzatore giunge a velocità molto elevate, il flusso attraverso E torna ad essere turbolento e la resistenza torna ad aumentare in modo parabolico.

Discorso analogo per quanto riguarda il movimento dell'ammortizzatore in compressione: a seconda della rigidità della molla e della sezione di passaggio del foro C, si avrà una resistenza maggiore o minore.

La resistenza complessiva offerta dall'ammortizzatore alle diverse velocità si chiama taratura.

#### 1.2.2 Monotubo e bitubo

Gli ammortizzatori idrodinamici si possono suddividere in due categorie (figura 1.5):

- 1. Ammortizzatori monotubo;
- 2. Ammortizzatori bitubo.



Figura 1.5: Ammortizzatori monotubo e bitubo

La differenza tra le due tipologie consiste in come viene compensata la variazione di volume dovuta al movimento del pistone.

1. Durante la fase di compressione lo stelo penetra nel corpo dell'ammortizzatore; per permettere tale movimento, il separatore (o pistone flottante) comprime il gas per un volume pari a quello della parte di stelo penetrata nell'ammortizzatore. Dato che il separatore ha un diametro molto maggiore rispetto a quello dello stelo, a parità di volume percorre uno spazio molto minore. Un volume d'olio pari alla sezione della corona circolare tra il cilindro e lo stelo moltiplicata per la corsa eseguita dallo stelo stesso attraversa il pistone dal basso verso l'alto dove incontra la resistenza delle valvole del pistone dando luogo allo smorzamento in compressione.

Durante la fase di estensione lo stelo fuoriesce dal corpo dell'ammortizzatore;

per consentire tale movimento, il gas spinge il separatore per un volume pari a quello della parte di stelo fuoriuscita dall'ammortizzatore. Un volume d'olio, pari all'olio intorno allo stelo, fluisce dall'alto al basso attraverso il pistone dove incontra la resistenza del sistema valvolare ottenendo lo smorzamento in estensione.



Figura 1.6: Fasi di compressione ed estensione nel monotubo

2. Durante la fase di compressione lo stelo penetra nel corpo ammortizzatore; questo causa il movimento dell'olio attraverso il gruppo valvolare del pistone o attraverso la valvola di fondo. Il volume d'olio che attraversa quest'ultima è uguale al volume del tratto di stelo penetrato nell'ammortizzatore e si somma all'olio presente nell'intercapedine la quale contiene, oltre all'olio, aria o azoto, che al contrario dell'olio sono comprimibili e la cui equazione di compatibilità è data da:

$$p_g = p_{intercapedine} \tag{1.2}$$

$$\frac{dp_g}{dt} = \frac{dp_{intercapedine}}{dt} \tag{1.3}$$

Ovvero la pressione dell'olio presente nell'intercapedine è limitata da quella assunta dal gas.

Il volume d'olio che attraversa il pistone (tramite i fori esterni del gruppo valvolare) è pari alla sezione della corona circolare tra il cilindro e lo stelo moltiplicata per la corsa eseguita dallo stelo stesso. Dato che quasi la totalità della resistenza in compressione viene offerta dalla valvola di fondo risultano determinanti i suoi componenti ai fini della taratura.

Durante la fase di estensione lo stelo fuoriesce dal corpo ammortizzatore lasciando sotto al pistone un volume che viene colmato dall'olio che attraversa il pistone dall'alto verso il basso (tramite i fori interni del gruppo valvolare) e da quello proveniente dall'intercapedine dopo aver attraversato la valvola di fondo. La resistenza in estensione è offerta esclusivamente dal gruppo valvolare del pistone per questo motivo, ai fini della taratura, risultano determinanti i suoi componenti.



Figura 1.7: Fasi di compressione ed estensione nel bitubo

#### 1.2.3 Valvole

La valvola costituisce il componente meccanico attraverso cui fluisce l'olio al fine di garantire specifici valori di portata e pressione.

Il gruppo valvolare del pistone (figura 1.8), comune ad entrambe le tipologie di ammortizzatore, è costituito da una valvola di scarico (blow-off valve), canali ristretti (leak restrictions) e da una valvola di controllo (intake valve).

La valvola di controllo permette il flusso di olio solo in una predeterminata direzione; i canali ristretti generano una caduta di pressione per dissipazione viscosa; la valvola di scarico impedisce che la forza di smorzamento diventi troppo elevata aprendosi man mano che la velocità aumenta.

In prima approssimazione si osserva che il meccanismo di smorzamento primario è direttamente proporzionale alla restrizione del flusso attraverso il gruppo valvolare.



Figura 1.8: Gruppo valvolare del pistone

Durante il funzionamento dell'ammortizzatore, si deve considerare anche l'eventuale trafilazione di olio tra il pistone e la parete del cilindro interno dovuta alle tolleranze di costruzione ed ai coefficienti di dilatazione termica. Tale fenomeno indesiderato tende ad aumentare con il tempo a causa dell'usura dei componenti. Per quanto concerne la tipologia di ammortizzatore bitubo è presente anche una valvola di fondo posta all'estremità inferiore del cilindro interno; tale valvola è attraversata dall'olio sia in estensione sia in compressione ma offre resistenza solo in compressione.

Le valvole di fondo si possono distinguere in:

1. Valvola di fondo a molla cilindrica (figura 1.9): è costituita da un perno, una molla conica, un disco traslante, un corpo valvola, un otturatore, una molla cilindrica e uno scodellino.



Figura 1.9: Sezione valvola di fondo a molla cilindrica

In estensione, l'olio passa attraverso i fori più esterni e solleva il disco traslante precaricato dalla molla conica che offre scarsa resistenza.

In compressione, l'olio fluirà attraverso i fori più interni del corpo valvola solamente dopo aver superato la resistenza offerta dalla molla cilindrica, determinando così la taratura in compressione. 2. Valvola di fondo lamellare (figura 1.10): è costituita da un dado sagomato, una molla conica, un disco traslante, un corpo valvola, una lamella antiscarico interposta tra il primo ed il secondo rasamento, un calibratore, un pacco lamellare ed un bullone.



Figura 1.10: Sezione valvola di fondo lamellare

Il corpo della valvola di fondo presenta numerosi fori disposti su due circonferenze concentriche.

In estensione, l'olio proveniente dall'intercapedine, entra nel cilindro interno attraverso i fori disposti sulla circonferenza più esterna e sollevando il disco traslante appena precaricato dalla molla conica; la resistenza offerta in questa fase è trascurabile.

In compressione, invece, l'olio proveniente dal cilindro interno, passa nell'intercapedine attraverso i fori disposti sulla circonferenza più interna del corpo valvola; successivamente incontra la lamella stagna e la flette facilmente aprendosi un varco verso il calibratore ed il pacco lamellare che in base a sezioni di passaggio, spessori e precarico, determinano la taratura alle basse e medie velocità. La taratura alle alte velocità è data dal numero e dal diametro dei fori posti sulla circonferenza più esterna.

#### 1.3 Ammortizzatore 9018148-SP

L'oggetto della mia analisi consiste in un ammortizzatore bitubo in acciaio avente la sigla 9018148-SP.

L'abbreviazione "SP" indica che il fluido viscoso (*RENOLIN GWB Serie*) all'interno dell'ammortizzatore è appartenente alla categoria "special" e presenta una viscosità pari a  $\nu = 46 \ cSt$  a temperatura  $T = 40 \ ^{\circ}C$ . L'olio presenta un indice di viscosità di 200 ed una densità pari a  $\rho = 0,871 \ \frac{Kg}{l}$  a temperatura  $T = 20 \ ^{\circ}C$ 

Si prosegue alla descrizione dettagliata dell'assemblato dell'ammortizzatore:

• Stelo (figura 1.11): presenta una lunghezza totale di 232 mm in cui si possono notare tre sezioni aventi diametri differenti: 12 mm, 44 mm e 19 mm; è presente una rondella di diametro 28 mm e spessore 0,5 mm su cui sono stati realizzati tre fori circolari di diametro 2 mm i cui centri giacciono su un cerchio di raggio 35,11 mm.



Figura 1.11: Stelo

• Pistone sinterizzato (figura 1.12): presenta un diametro esterno di 45 mm, un diametro interno di 12 mm ed uno spessore di 22,5 mm. Si possono notare tre fori interni circolari di diametro 2,5 mm giacenti su un cerchio di raggio 13,02 mm che permettono il passaggio dell'olio durante la fase di estensione e tre fori esterni rettangolari di dimensioni 4,01 x 2,01 mm i cui centri giacciono su un cerchio di raggio 18,25 mm che permettono il passaggio dell'olio durante la fase di estensione e tre fase di compressione.



Figura 1.12: Pistone sinterizzato

Per bloccare il pistone allo stelo si utilizza un dado esagonale di diametro 29 mm in cui si inserisce una molla elicoidale avente lunghezza a riposo di 18 mm e diametro del filo di 1,7 mm. Tra la molla ed il pistone si trovano una rondella cilindrica di spessore 0,5 mm ed una rondella esagonale di spessore 1,5 mm (figura 1.13). La loro funzione è quella di permettere il flusso d'olio, durante la fase di estensione, attraverso i fori interni del pistone solamente dopo che la pressione del fluido è sufficiente a vincere la resistenza esercitata dalla molla.



Figura 1.13: Dado esagonale; rondella cilindrica; rondella esagonale

In figura 1.14 si può osservare l'assemblato di stelo e pistone:



Figura 1.14: Assemblato di stelo e pistone

- Valvola di fondo: è costituita da
  - 1. Valvolino (figura 1.15): presenta un diametro esterno di 27 mm ed un diametro interno di 6 mm. Si osserva un foro circolare di diametro 2 mm il cui centro dista 12,96 mm dall'asse della valvola di fondo e la cui funzione è quella di fare fluire l'olio sia in estensione sia in compressione.
  - 2. Corpo valvola inferiore (figura 1.16): presenta un diametro esterno 52 mm ed un diametro interno 22 mm. Si possono notare sei scanalature rettangolari profonde 2 mm.



Figura 1.15: Valvolino



Figura 1.16: Corpo valvola inferiore

Tra il valvolino ed il corpo valvola inferiore sono interposte: una piastra forata di diametro esterno 29 mm, diametro interno 8 mm e spessore 2 mm caratterizzata da quattro fori circolari di diametro 5 mm; un disco valvola di spessore 0,09 mm caratterizzato da un intaglio semicircolare di raggio 7 mm; una rondella di spessore 0,3 mm ed una molla conica (figura 1.17).



Figura 1.17: Piastra forata; disco valvola; rondella di spessore; molla conica

Durante la fase di compressione l'olio fluirà attraverso il foro circolare del valvolino solo dopo aver vinto la resistenza che la molla conica esercita sulle rondelle di spessore che chiudono tale foro.

In figura 1.18 è possibile osservare l'assemblato dell'ammortizzatore caratterizzato da un tubo esterno di lunghezza 208 mm e diametro 66 mm e da un tubo interno di lunghezza 190 mm e diametro 50 mm.



Figura 1.18: Assemblato ammortizzatore 9018148-SP

# Capitolo 2 Banco prova ammortizzatori Precisa

Il banco prova ammortizzatori elettronico con posizionamento idraulico Precisa 99-959 (figura 2.1) permette di rilevare la taratura di un ammortizzatore a 5 differenti velocità, ricavandone i grafici forza / spostamento (figura 2.2) e forza / picchi di velocità (figura 2.3). Per quest'ultimo grafico viene misurata la forza sviluppata dall'ammortizzatore in corrispondenza della velocità massima raggiunta dal pistone durante il moto.



Figura 2.1: Banco prova Precisa 99-959



Figura 2.2: Esempio grafico forza / spostamento parametrizzato con la velocità



Figura 2.3: Esempio grafico forza / picchi di velocità

Il banco prova è costituito da una cella di carico che permette il rilevamento di 5000 Kgf positivi e 5000 Kgf negativi, da attacchi elettrici e esagoni filettati per ammortizzatori di tipo MC Pherson, da un'uscita seriale con PC, video e stampante e da un gruppo di continuità. È presente, inoltre, una termocoppia che permette il rilevamento della temperatura dell'ammortizzatore durante le prove.

## 2.1 Analisi cinematica del sistema biella-manovella



Figura 2.4: Sistema biella-manovella

Montando l'ammortizzatore sul banco prova e bloccandolo con due morse regolabili, esso sarà soggetto al moto imposto dal banco stesso il quale può essere di due tipologie:

- Sistema biella-manovella: è concettualmente più semplice e le curve di sollecitazione sono delle sinusoidi pure;
- Glifo: è più compatto e silenzioso, ma le sollecitazioni non sono così armoniose come nel caso precedente, di conseguenza i grafici forza / spostamento alle basse velocità, possono apparire sfalsati rispetto a quelli forniti da un banco con azionamento biella-manovella.

Il sistema analizzato è un manovellismo biella-manovella centrato (figura 2.5). Nel sistema è presente una biella di lunghezza L = 450 mm ed una manovella di lunghezza Amp = 15 mm.



Figura 2.5: Schema sistema biella-manovella

Il pistone, solidale al piede di biella, si muove di moto traslatorio, mentre la manovella, solidale alla testa di biella, si muove di moto rotatorio, datole dal motore, attorno al centro di rotazione; questo comporta che la biella si muova di moto rototraslatorio.

Quando la biella e la manovella sono allineate in modo che l'angolo  $\theta = 0$ , il pistone si trova nella posizione più lontana dal centro di rotazione coincidente con il punto morto superiore (PMS). Quando invece la biella e la manovella sono allineate in modo tale che  $\theta = \pi$ , il pistone si trova nella posizione più vicina al centro di rotazione quindi nel punto morto inferiore (PMI).

L'angolo  $\theta$  rappresenta lo spostamento angolare della manovella rispetto alla posizione corrispondente al PMS,  $\varphi$  è l'angolo che l'asse della biella forma con quello del cilindro.

La corsa del pistone, nel caso analizzato, risulta C = 30 mm.

#### 2.1.1 Spostamento del pistone

Indicando con x lo spostamento del pistone rispetto al PMS, si scrive la seguente relazione:

$$x = Amp + L - Ampcos(\theta) - Lcos(\varphi)$$
(2.1)

Si esprime il  $cos(\varphi)$  come:

$$\cos(\varphi) = \sqrt{1 - \sin^2(\varphi)} \tag{2.2}$$

Essendo

$$\sin(\varphi) = \frac{Amp}{L}\sin(\theta) \tag{2.3}$$

Si ottiene:

$$\cos(\varphi) = \sqrt{1 - \left(\frac{Amp}{L}\right)^2 \sin^2(\theta)}$$
(2.4)

Si valuta il rapporto caratteristico del manovellismo  $\lambda$ , ossia il rapporto di allungamento, definito come:

$$\lambda = \frac{Amp}{L} = 0,033 \tag{2.5}$$

Sostituendo tale relazione nell'espressione 2.1 si ottiene lo spostamento del pistone in funzione dell'angolo  $\theta$ , unica incognita dell'equazione seguente:

$$x = Amp(1 - \cos(\theta)) + \frac{Amp}{L} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} \right)$$
  

$$\rightarrow x = Amp \left[ 1 - \cos(\theta) + \frac{1}{\lambda} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)} \right) \right]$$
(2.6)

Si rappresenta questa funzione in un grafico in cui si ha lo spostamento del pistone x in mm sull'asse delle ordinate e l'angolo  $\theta$  in rad sull'asse delle ascisse:



Figura 2.6: Spostamento pistone in funzione di  $\theta$ 

Quando la manovella si trova in posizione orizzontale e quindi  $\theta = \frac{\pi}{2}$  si ha che

$$Amp = Lsin(\varphi_{max}) \rightarrow \varphi_{max} = \arcsin\left(\frac{Amp}{L}\right) = 1,91^{\circ} = 0,033 \ rad$$
 (2.7)

In questa condizione si può inoltre ricavare il valore dello spostamento del pistone rispetto al PMS:

$$x = Amp\left[1 + \frac{1}{\lambda}\left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2}\right)\right] = 15,25 mm$$
(2.8)

Essendo il valore trovato maggiore di metà corsa, ossia  $\frac{C}{2} = 15 \ mm$ , ed essendo il modulo della velocità della manovella costante, si evince che il pistone impiega un tempo maggiore a percorrere la prima metà della corsa rispetto al tempo impiegato a percorrere la seconda metà; questa differenza risulta inversamente proporzionale alla lunghezza della biella; nel caso limite di  $L \to \infty$  il tempo impiegato sarebbe lo stesso.

#### 2.1.2 Spostamento del pistone parametrizzato con L

Per verificare i risultati ottenuti, si effettua uno studio parametrico dello spostamento del pistone in funzione dell'angolo della manovella,  $\theta$ , al variare della lunghezza della biella L (figura 2.7), mantenendo costante la lunghezza della manovella pari a Amp = 15 mm.

Riprendendo le espressioni 2.1 e 2.4 e mediante passaggi puramente matematici si ottiene:

$$x = Amp + L - Ampcos(\theta) - L\sqrt{1 - \left(\frac{Amp}{L}\right)^2 sin^2(\theta)}$$
(2.9)

Effettuando il limite:

$$\lim_{L \to \infty} x = Amp \left( 1 - \cos(\theta) \right) \tag{2.10}$$



Figura 2.7: Spostamento del pistone in funzione di  $\theta$  parametrizzato con L

Per evidenziare le differenze di spostamento del pistone al variare della lunghezza della biella, si analizza il grafico di figura 2.7 nell'intorno di  $\theta = 90^{\circ} = 1,571 \ rad$  (figura 2.8).



Figura 2.8: Spostamento del pistone in funzione di $\theta$  parametrizzato con Lnell'intorno di $\theta=90^\circ$ 

Si nota che:

$$L \to \infty \Rightarrow x = 15,00 mm$$

$$L = 450 mm \Rightarrow x = 15,25 mm$$

$$L = 200 mm \Rightarrow x = 15,56 mm$$

$$L = 100 mm \Rightarrow x = 16,13 mm$$

$$L = 50 mm \Rightarrow x = 17,30 mm$$

$$L = 25 mm \Rightarrow x = 20,00 mm$$
(2.11)

#### 2.1.3 Inclinazione della biella parametrizzata con L

Si procede effettuando uno studio parametrico dell'inclinazione che assume la biella,  $\varphi$ , in funzione dell'angolo della manovella,  $\theta$ , al variare della lunghezza della biella L (figura 2.9), mantenendo costante la lunghezza della manovella Amp = 15 mm, sapendo che:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{Amp}{L}\sin(\theta)\right) \tag{2.12}$$



Figura 2.9: Inclinazione della biella in funzione di  $\theta$  parametrizzata con L

Analizzando il grafico (figura 2.9) si nota che all'aumentare della lunghezza della biella, ovvero al diminuire del parametro del manovellismo  $\lambda$ , l'inclinazione massima della biella (che si presenta per  $\theta = \pm \frac{\pi}{2}$ ) diminuisce.

#### 2.1.4 Velocità del pistone

La velocità v del pistone può essere espressa come derivata dello spostamento del pistone rispetto al tempo, secondo la legge oraria riportata:

$$v = \frac{dx}{dt} = \left(\sin(\theta) + \frac{2\lambda^2 \sin(\theta)\cos(\theta)}{2\lambda\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)}}\right) Amp\omega$$
  

$$\rightarrow v = \left(\sin(\theta) + \frac{\lambda\sin(2\theta)}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\theta)}}\right) Amp\omega$$
(2.13)

Dove  $\omega = \dot{\theta}$  rappresenta la velocità angolare della manovella. Essendo  $\lambda < \frac{1}{3}$  un valore relativamente piccolo ed essendo  $sin(\theta)$  compreso tra 0 e 1, il radicando può essere trascurato, quindi l'espressione della velocità risulta essere:

$$v = \left(\sin(\theta) + \frac{\lambda}{2}\sin(2\theta)\right)Amp\omega = v_1 + v_2 \tag{2.14}$$

Ossia la somma di un'armonica di primo grado e di un'armonica di secondo grado come mostrato in figura 2.10 in riferimento alla velocità  $n = 217 \ rpm$  corrispondente alla massima velocità di rotazione del banco prova Precisa 99-959.



Figura 2.10: Composizione velocità del pistone come somma di armoniche

Quando  $\theta = 0$  cioè quando il pistone si trova al PMS, o quando  $\theta = \pi$ , ossia quando il pistone si trova al PMI, la velocità v è nulla. Quando invece  $\theta = \frac{\pi}{2}$  o  $\theta = \frac{3}{2}\pi$ , si ottiene  $v = Amp\omega$ . Si ipotizza:

$$\omega = \cos t \rightarrow \theta = \omega t \rightarrow v = \left(\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2}\sin(2\omega t)\right)Amp\omega$$
 (2.15)

La velocità massima  $v_{max}$  e minima  $v_{min}$  che il pistone raggiunge, si hanno in corrispondenza della condizione:

$$\frac{dv}{dt} = \left(\cos(\omega t) + 2\frac{\lambda}{2}\cos(2\omega t)\right)Amp\omega^2 = \left(\cos(\omega t) + \lambda\cos(2\omega t)\right)Amp\omega^2 = 0$$
(2.16)

Essendo Amp e<br/>d $\omega$ costanti e diversi dal valore nullo, l'espressione 2.16 sarà nulla quando:

$$\cos(\theta) + \lambda\cos(2\theta) = 0 \tag{2.17}$$

Dal grafico di figura 2.10 si osserva che tale equazione è soddisfatta per  $\theta = 1, 54 rad = 88, 2^{\circ}$ , in cui si ha il massimo della velocità, e per  $\theta = 4, 75 rad = 272, 2^{\circ}$ , in cui si ha il minimo della velocità.

Assumendo nuovamente che  $\lambda$  sia un valore prossimo a zero, gli angoli di manovella per cui si hanno la velocità massima e la velocità minima si trovano risolvendo la semplice equazione

$$\cos(\theta) = 0 \tag{2.18}$$

Ottenendo come risultati  $\theta = \frac{\pi}{2}$ , dove si ha la massima velocità, e  $\theta = \frac{3}{2}\pi$ , dove invece si ha la minima velocità, commettendo un errore di poco superiore al 2% rispetto al caso reale.

#### 2.1.5 Accelerazione del pistone

L'accelerazione del pistone può essere scritta come derivata della velocità rispetto al tempo:

$$a = \frac{dv}{dt} = (\cos(\theta) + \lambda\cos(2\theta)) Amp\omega^2 = a_1 + a_2$$
(2.19)

L'equazione 2.19 rappresenta nuovamente la somma di un'armonica di primo grado e di un'armonica di secondo grado come mostrato in figura 2.11 in riferimento alla velocità  $n = 217 \ rpm$  corrispondente alla massima velocità di rotazione del banco prova Precisa 99-959.



Figura 2.11: Composizione accelerazione del pistone come somma di armoniche

Quando  $\theta = 0$ , ossia quando il pistone si trova al PMS si ha l'accelerazione massima:

$$a_{max} = a_{PMS} = (1+\lambda)Amp\omega^2 = 8001 \ \frac{mm}{s^2}$$
 (2.20)

Quando  $\theta = \pi$ , ossia quando il pistone si trova al PMI si ha l'accelerazione minima:

$$a_{min} = a_{PMI} = -(1 - \lambda)Amp\omega^2 = -7485 \ \frac{mm}{s^2}$$
 (2.21)

Dal grafico di figura 2.11 si nota che l'armonica di secondo grado di ampiezza  $A = 258 \frac{mm}{s^2}$  causa una traslazione verticale della funzione sinusoidale portando ad avere  $|a_{max}| \neq |a_{min}|$  mentre non si osserva una traslazione lungo l'asse delle ascisse.

## 2.2 Velocità e accelerazione del pistone durante le prove sperimentali

Nel corso delle prove sperimentali sull'ammortizzatore idrodinamico bitubo modello 9018148-SP è stata analizzata la risposta dell'ammortizzatore, in termini di forza di smorzamento sviluppata, impostando a schermo cinque velocità arbitrarie. Sono state scelte le seguenti cinque velocità massime del pistone:

$$v_{1} = 100 \frac{mm}{s}$$

$$v_{2} = 150 \frac{mm}{s}$$

$$v_{3} = 200 \frac{mm}{s}$$

$$v_{4} = 250 \frac{mm}{s}$$

$$v_{5} = 300 \frac{mm}{s}$$

$$(2.22)$$

Il software interno al banco prova Precisa 99-959 converte tali velocità in giri al minuto con cui deve ruotare la manovella mediante la seguente espressione:

$$\frac{v\left[\frac{mm}{s}\right] \cdot 60\left[s\right]}{\pi \cdot C\left[mm\right]} = \omega\left[rpm\right]$$
(2.23)

Ottenendo:

$$n_{1} = 63,7 \ rpm \rightarrow \omega_{1} = 6,67 \ \frac{rad}{s} \rightarrow f_{1} = 1,061 \ Hz$$

$$n_{2} = 95,5 \ rpm \rightarrow \omega_{2} = 10,00 \ \frac{rad}{s} \rightarrow f_{2} = 1,591 \ Hz$$

$$n_{3} = 127,3 \ rpm \rightarrow \omega_{3} = 13,33 \ \frac{rad}{s} \rightarrow f_{3} = 2,122 \ Hz$$

$$n_{4} = 159,2 \ rpm \rightarrow \omega_{4} = 16,67 \ \frac{rad}{s} \rightarrow f_{4} = 2,652 \ Hz$$

$$n_{5} = 191,0 \ rpm \rightarrow \omega_{5} = 20,00 \ \frac{rad}{s} \rightarrow f_{5} = 3,183 \ Hz$$

$$(2.24)$$

Le accelerazioni massime,  $a_{max}$ , e minime,  $a_{min}$ , corrispondenti valgono:

$$a_{1_{max}} = 690 \ \frac{mm}{s^2} ; \ a_{1_{min}} = -645 \ \frac{mm}{s^2}$$

$$a_{2_{max}} = 1550 \ \frac{mm}{s^2} ; \ a_{2_{min}} = -1450 \ \frac{mm}{s^2}$$

$$a_{3_{max}} = 2754 \ \frac{mm}{s^2} ; \ a_{3_{min}} = -2576 \ \frac{mm}{s^2}$$

$$a_{4_{max}} = 4307 \ \frac{mm}{s^2} ; \ a_{4_{min}} = -4029 \ \frac{mm}{s^2}$$

$$a_{5_{max}} = 6200 \ \frac{mm}{s^2} ; \ a_{5_{min}} = -5800 \ \frac{mm}{s^2}$$

Si graficano la velocità (figura 2.12) e l'accelerazione (figura 2.13) del pistone in funzione dell'angolo della manovella per le 5 velocità massime considerate:



Figura 2.12: Velocità del pistone in funzione di  $\theta$  al variare della  $v_{max}$ 



Figura 2.13: Accelerazione del pistone in funzione di  $\theta$  al variare della  $v_{max}$ 

## 2.3 Legge del moto

Adoperando la relazione tra l'angolo della manovella  $\theta$  e la frequenza f:

$$\theta = 2\pi f t \tag{2.26}$$

Si riportano i grafici relativi allo spostamento ed alla velocità del pistone in funzione del tempo per una durata delle prove di 5 s.



Figura 2.14: Legge del moto per  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$ 



Figura 2.15: Legge del moto per  $v_2 = 150 \ \frac{mm}{s}$


Figura 2.16: Legge del moto per  $v_3 = 200 \ \frac{mm}{s}$ 



Figura 2.17: Legge del moto per  $v_4 = 250 \ \frac{mm}{s}$ 



Figura 2.18: Legge del moto per  $v_5 = 300 \ \frac{mm}{s}$ 

# Capitolo 3

## Prove sperimentali

Nel corso della mia ricerca, ho effettuato una serie di prove sperimentali sull'ammortizzatore bitubo modello 9018148-SP presso l'azienda *PARTEXITALIA s.r.l.* appartenente alla *Mollebalestra S.p.a* con sede a Venaria Reale (TO). Tramite il software presente nel PC collegato al banco prova Precisa 99-959 è stato possibile impostare:

- Cinque velocità massime che raggiungerà l'ammortizzatore durante i test: sono state scelte velocità pari a  $v_1 = 100 \ \frac{mm}{s}, v_2 = 150 \ \frac{mm}{s}, v_3 = 200 \ \frac{mm}{s}, v_4 = 250 \ \frac{mm}{s}, v_5 = 300 \ \frac{mm}{s};$
- Durata delle prove: è stata impostata una durata di 5s per prova.

Durante gli esperimenti, il software misura la forza di smorzamento e la posizione dell'ammortizzatore rispetto ad un riferimento iniziale ed elabora, permettendone la visualizzazione su schermo, due curve caratteristiche:

- Curva forza / spostamento (figura 2.2): in cui è possibile osservare la forza di smorzamento sviluppata dall'ammortizzatore durante il moto sia in estensione (semiellisse positiva) sia in compressione (semiellisse negativa);
- Curva forza / picchi di velocità di tipo Sweep (figura 2.3): partendo dal valore della posizione x e dal tempo impiegato t, il software legge i numerosi valori della forza di smorzamento (per esempio 100) della prima metà dell'ellisse dell'estensione e della prima metà dell'ellisse in compressione e, conoscendo la corsa, la lunghezza della biella e la frequenza, costruisce una curva Forza / Velocità costituita da (per esempio) 100 punti. Generalmente vengono forniti valori di forza partendo da 0  $\frac{mm}{s}$  ma, talvolta, i costruttori li omettono al di sotto di una certa velocità poiché tali valori possono essere falsati da:

- 1. Rumori di fondo;
- 2. Errore proprio della cella di carico;
- 3. Vibrazioni che si innescano tra morsa e ammortizzatore quando si passa da una fase all'altra.

Il software è caratterizzato da un tempo di campionamento differente a seconda della velocità angolare del sistema biella-manovella del banco prova:

- Tempo di campionamento di 2 ms per velocità > 20% della  $v_{max}$ ;
- Tempo di campionamento di 7,5 ms per velocità < 20% della  $v_{max}$ .

Essendo la velocità massima del banco prova Precisa 99-959 (5000 Kgf) pari a  $v_{max} = 217 \ rpm$  si ottiene:

- Per  $v > 43, 4 \ rpm \rightarrow$  tempo di campionamento di 2 ms;
- Per  $v < 43, 4 \ rpm \rightarrow$  tempo di campionamento di 7,5 ms.

Tutte e cinque le velocità massime considerate durante le prove sperimentali sono maggiori di  $43, 4 \ rpm$ , quindi si considera un tempo di campionamento del banco prova costante pari a 2 ms.

Inoltre, il software calcola una media dei campioni di forza misurati in corrispondenza dello stesso spostamento dell'ammortizzatore, registrato dal sensore di posizione durante i diversi cicli di estensione e compressione, e ne permette la visualizzazione su schermo.

## 3.1 Metodologia

Il primo lavoro svolto è stato quello di trasferire, e suddividere in base alle velocità massime considerate, i dati ottenuti dal software in un foglio di calcolo Excel. A causa di un errore nel campionamento dati durante i test, è stato preso in considerazione il numero minimo di campioni disponibili corrispondente a:

510 campioni per 
$$v_1 = 100 \frac{mm}{s}$$
  
330 campioni per  $v_2 = 150 \frac{mm}{s}$   
245 campioni per  $v_3 = 200 \frac{mm}{s}$   
193 campioni per  $v_4 = 250 \frac{mm}{s}$   
160 campioni per  $v_5 = 300 \frac{mm}{s}$ 

In seguito, sono state tracciate le curve forza / spostamento a velocità massima costante, relative a tutte le prove sperimentali effettuate.



Figura 3.1: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_1 = 100~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.2: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_2 = 150~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.3: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_3=200~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.4: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_4=250~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.5: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_5 = 300 \ \frac{mm}{s}$ 

Dai grafici si può notare che le differenze fra una curva e l'altra diminuiscono all'aumentare della velocità massima.

Questo è dovuto al fatto che all'aumentare della velocità i fori delle valvole possono essere considerati completamente aperti e quindi le differenze di costruzione delle rondelle di spessore e dei dischi traslanti assumono meno rilevanza; alle basse velocità, invece, queste differenze, seppur minime, causano elevati scostamenti nella taratura dell'ammortizzatore.

Inoltre, si può notare una curva caratterizzata da un andamento anomalo della forza in estensione. Questo potrebbe essere dovuto alla mancanza di una rondella di spessore nel gruppo valvolare del pistone che provoca una taratura molto più morbida in estensione.

Per questo motivo tale prova sperimentale non è stata considerata nei procedimenti successivi.

#### 3.1.1 Media

Il passo successivo è stato quello di calcolare la media per punti dello spostamento del pistone e della forza di smorzamento sviluppata dall'ammortizzatore durante i test, per ogni velocità massima imposta a schermo, tramite le seguenti espressioni:

$$x_m = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \tag{3.2}$$

$$F_m = \frac{\sum_{i=1}^N F_i}{N} \tag{3.3}$$

Dove:

• N: numero di campioni minimo registrato dalla cella di carico per ogni velocità massima impostata.



Figura 3.6: Curva media forza / spostamento a velocità massima  $v_1 = 100 \ \frac{mm}{s}$ 



Figura 3.7: Curva media forza / spostamento a velocità massima  $v_2=150~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.8: Curva media forza / spostamento a velocità massima  $v_3=200~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.9: Curva media forza / spostamento a velocità massima  $v_4=250~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.10: Curva media forza / spostamento a velocità massima  $v_5=300~\frac{mm}{s}$ 

Osservando i grafici si possono notare alcuni spazi vuoti nelle curve a causa della variabilità del numero di campioni di forza registrati dalla cella di carico durante i test.

#### 3.1.2 Errore assoluto

Si procede al calcolo dell'errore assoluto per punti durante le prove sperimentali mediante la seguente espressione:

$$E_{a_i} = \frac{|max(F_i) - min(F_i)|}{2}$$
(3.4)

Si effettua questo calcolo per ogni velocità massima imposta a schermo. Successivamente si calcola l'errore assoluto medio tramite:

$$E_{a_m} = \frac{E_{a_i}}{N} \tag{3.5}$$

Dove:

• N: numero di campioni minimo registrato dalla cella di carico per ogni velocità massima impostata.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti:

$$E_{a_m} = 50, 3 \ daN \ per \ v_1 = 100 \ \frac{mm}{s}$$

$$E_{a_m} = 43, 9 \ daN \ per \ v_2 = 150 \ \frac{mm}{s}$$

$$E_{a_m} = 43, 7 \ daN \ per \ v_3 = 200 \ \frac{mm}{s}$$

$$E_{a_m} = 39, 5 \ daN \ per \ v_4 = 250 \ \frac{mm}{s}$$

$$E_{a_m} = 42, 6 \ daN \ per \ v_5 = 300 \ \frac{mm}{s}$$
(3.6)

Seguentemente sono stati realizzati i grafici riportanti l'errore assoluto  $E_{a_i}$  in funzione dello spostamento medio  $x_{m_i}$  per ogni velocità massima imposta a schermo.



Figura 3.11: Curva errore assoluto / spostamento a velocità massima  $v_1=100~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.12: Curva errore assoluto / spostamento a velocità massima  $v_2=150~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.13: Curva errore assoluto / spostamento a velocità massima  $v_3=200~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.14: Curva errore assoluto / spostamento a velocità massima  $v_4=250~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.15: Curva errore assoluto / spostamento a velocità massima  $v_5 = 300 \frac{mm}{s}$ 

Osservando le curve si può notare come i picchi di errore assoluto siano situati nei pressi del punto morto superiore e del punto morto inferiore. Questo fenomeno può essere riconducibile al fatto che in tali punti la velocità dell'olio è molto bassa e si è in presenza del transitorio di apertura degli orifizi del gruppo valvolare del pistone e della valvola di fondo che causa un comportamento anomalo e difficilmente riproducibile dell'ammortizzatore. Mentre a regime, siccome i fori di passaggio dell'olio sono completamente aperti si osserva un errore assoluto più contenuto.

#### 3.1.3 Errore percentuale

Successivamente è stato calcolato l'errore percentuale corrispondente ai picchi di forza di smorzamento misurati dalla cella di carico sia in estensione  $E_{\%(F_c)}$ , sia in compressione  $E_{\%(F_c)}$  per ogni prova mediante la seguente espressione:

$$E_{\%(F)} = \left(\frac{F_i - F_{m_i}}{F_{m_i}}\right) \cdot 100 \tag{3.7}$$

Eseguendo una media dei valori assoluti dei risultati, considerando le velocità estreme, si ottiene:

$$E_{\%(F_e)} = 12,2\%; E_{\%(F_c)} = 12,4\% \ per \ v_1 = 100 \ \frac{mm}{s}$$
  
$$E_{\%(F_e)} = 3,4\%; E_{\%(F_c)} = 5,6\% \ per \ v_5 = 300 \ \frac{mm}{s}$$
(3.8)

### 3.2 Test in temperatura

Per i test 5, 7, 11, 12 e 13 sono state effettuate delle prove a differenti temperature per comprendere l'effetto della viscosità dell'olio, sulle curve caratteristiche di smorzamento. La temperatura dell'ammortizzatore è stata aumentata eseguendo una serie di cicli a velocità massima della durata di un minuto. Mediante una termocoppia è stato possibile rilevare la temperatura del cilindro esterno dell'ammortizzatore in esame.

Vengono riportate a titolo di esempio le curve relative al test 12 per le cinque velocità massime considerate.



Figura 3.16: Curve forza / spostamento a velocità  $v_1 = 100 \ \frac{mm}{s}$  al variare di T



Figura 3.17: Curve forza / spostamento a velocità $v_2=150~\frac{mm}{s}$ al variare diT



Figura 3.18: Curve forza / spostamento a velocità $v_3=200~\frac{mm}{s}$ al variare diT



Figura 3.19: Curve forza / spostamento a velocità  $v_4 = 250 \frac{mm}{s}$  al variare di T



Figura 3.20: Curve forza / spostamento a velocità  $v_5 = 300 \ \frac{mm}{s}$  al variare di T

Analizzando i grafici si possono fare le seguenti considerazione:

- Le curve alle velocità massime  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$ ,  $v_2 = 150 \frac{mm}{m}$  e  $v_3 = 200 \frac{mm}{s}$ relative alle temperature  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  e  $T_5$  presentano dei vuoti in estensione secondo cui, per un certo tratto di corsa, l'ammortizzatore non aumenta la propria resistenza all'aumentare della velocità. Questo può portare alla generazione di vibrazioni che possono degenerare in rumori nell'abitacolo. Tale fenomeno non si riscontra a velocità superiori ( $v_4 e v_5$ );
- Per quanto concerne le curve corrispondenti alle velocità massime  $v_4 = 250 \frac{mm}{s}$ e  $v_5 = 300 \frac{mm}{s}$  si nota che all'aumentare della temperatura dell'olio, ossia

al diminuire della sua viscosità, la taratura diviene man mano più morbida riscontrando una diminuzione del picco in estensione di circa l'8% tra la prova a temperatura ambiente ed il test a temperatura  $T_5 = 52$  °C.

• Alle basse velocità, le differenze fra le curve alle diverse temperatura non sono imputabili alle variazioni di viscosità dell'olio ma potrebbero essere dovute al cambiamento della costante elastica della molla presente nel gruppo valvolare del pistone con la temperatura oppure ad un comportamento fluidodinamico anomalo durante il transitorio di apertura delle valvole.

## 3.3 Ripetibilità dei risultati

Per i test 9 e 23 sono state effettuate delle prove in tempi diversi sullo stesso apparato ammortizzante per verificare la ripetibilità dei risultati, indice dell'affidabilità del banco prova Precisa 99-959.

Per il test 9 sono state effettuate due prove distanziate rispetto alla prima di 1 *min* e 3 *min* per verificare la ripetibilità dei risultati a "corto raggio".

Di seguito sono riportati gli esiti ottenuti per le cinque velocità massime del pistone imposte a schermo.



Figura 3.21: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_1 = 100 \ \frac{mm}{s}$ 



Figura 3.22: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_2=150~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.23: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_3=200~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.24: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_4=250~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.25: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_5 = 300 \frac{mm}{s}$ 

Per tutte le prove, ad esclusione di quella a velocità massima  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$ , si nota uno scostamento massimo di circa il 3% indice di una buona affidabilità del banco prova. Per il test effettuato alla velocità più bassa invece lo scostamento massimo sale a circa il 6%. Tale variazione è nuovamente imputabile al comportamento anomalo e randomico, e per cui non prevedibile, dell'olio alle basse velocità durante il transitorio di apertura del gruppo valvolare del pistone e della valvola di fondo.

Per il test 23 sono state effettuate tre prove distanziate rispetto alla prima di 30 min, 1  $h \in 3 d$  per verificare la ripetibilità dei risultati a "lungo raggio".

Di seguito sono riportati gli esiti ottenuti per le cinque velocità massime del pistone imposte a schermo.



Figura 3.26: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$ 



Figura 3.27: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_2=150~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.28: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_3=200~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.29: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_4=250~\frac{mm}{s}$ 



Figura 3.30: Curve forza / spostamento a velocità massima  $v_5=300~\frac{mm}{s}$ 

Nuovamente, per tutte le prove, ad esclusione di quella a velocità più bassa, si osserva uno scostamento massimo che varia dal 3% al 6%. Per il test a velocità  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$  lo scostamento massimo aumenta fino a circa il 10%.

# Capitolo 4 Introduzione al modello

In questo capitolo verrà presentato in maniera sintetica il modello matematico utilizzato per ricreare le curve caratteristiche della forza di smorzamento in funzione dello spostamento dell'ammortizzatore idrodinamico analizzato.

## 4.1 Equazioni di governo

Il modello fisico si basa sull'applicazione delle seguenti equazioni di governo:

1. Equazione di bilancio della massa:

$$\frac{D}{Dt} \int_{V(t)} \rho dV = 0 \tag{4.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V} \rho dV + \int_{S} \rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \tag{4.2}$$

2. Equazione di bilancio dell'energia:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{V} \left(\rho E\right) dV &+ \int_{S(t)} \left(\rho E\right) \mathbf{v} \cdot dS = \Phi - \int_{V(t)} \nabla \cdot \left(p \mathbf{v}\right) dV + \\ &+ \int_{V(t)} \nabla \cdot \left(\tau \cdot \mathbf{v}\right) dV - \int_{V(t)} \nabla \cdot q dV - \dot{W}_{a} \end{aligned} \tag{4.3}$$

L'equazione di bilancio dell'energia viene trascurata se si considera un modello isotermo. La chiusura del sistema di equazioni si ottiene adoperando l'equazione di stato dei gas perfetti.

#### 4.2 Comprimibilità e CTE

La densità di un liquido dipende dalla pressione a cui è soggetto. Si introduce il modulo di massa (o modulo di bulk), K, per avere una misura della variazione di volume causata da una variazione del campo di pressione:

$$K = -V\frac{dP}{dV} \tag{4.4}$$

L'inverso del modulo di massa è definito coefficiente di comprimibilità cubica:

$$\beta = \frac{1}{K} = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \tag{4.5}$$

La densità,  $\rho$ , dell'olio all'interno dell'ammortizzatore aumenta con la pressione ipotizzando un processo isotermo. Un tipico valore del coefficiente di comprimibilità cubica per un olio privo di agenti inquinanti (clean oil) è:

$$\beta = \frac{0.05\%}{MPa} \tag{4.6}$$

In condizioni di servizio, la presenza di bolle d'aria aumenta notevolmente il valore di comprimibilità del fluido. Durante le simulazioni è stato adottato un coefficiente di comprimibilità cubica pari a  $\beta = 2, 5 \cdot 10^{-9} Pa^{-1}$ .

Il coefficiente di espansione termica (CTE) è definito come:

$$\varphi = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \tag{4.7}$$

Un aumento di temperatura causa una diminuzione della densità dell'olio. L'ordine di grandezza di questo coefficiente è  $\varphi \approx 10^{-3} K^{-1}$ .

#### 4.3 Tempo caratteristico e variazione di pressione

Per sviluppare il modello matematico si deve conoscere il tempo caratteristico del fenomeno analizzato.

Assumendo una lunghezza di riferimento della colonna d'olio pari a  $L_{ref} = 10^{-1} m$ ed una velocità di propagazione della perturbazione di pressione pari alla velocità del suono:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\beta\rho}} \approx 678 \ \frac{m}{s} \tag{4.8}$$

Si ottiene:

$$t_{ref} = \frac{L_{ref}}{a} \approx 10^{-3} \ s \to \ f \approx 1 \ KHz \tag{4.9}$$

Questo risultato dimostra che la perturbazione di pressione propaga quasi istantaneamente in ogni camera d'olio dell'ammortizzatore e quindi il processo può essere considerato quasi stazionario. Con queste ipotesi è possibile attribuire, ad ogni generico istante di tempo t, un singolo valore di pressione per ciascuna camera.

#### 4.4 Forza di smorzamento

Il pistone sinterizzato dell'ammortizzatore è soggetto ad una forza,  $F_D$ , generata dalla differenza di pressione tra la camera di rimbalzo e la camera di compressione (figura 4.1).

Le pressioni agiscono su un'area differente a causa della presenza dello stelo provocando la comparsa di una forza statica (offset) data dal termine  $p_{q0}A_r$ .

$$F_D = p_{reb} \left( A_p - A_r \right) - p_{comp} A_p + p_{g0} A_r - sgn\left(\frac{dx_p}{dt}\right) F_{fric}$$
(4.10)

Dove:

- $A_p$ : area del pistone sinterizzato;
- $A_r$ : area dello stelo;
- $p_{q0}$ : pressione iniziale del gas;
- $F_{fric}$ : forza di attrito tra pistone e parete del cilindro interno dell'ammortizzatore.

La forza di attrito tra pistone e parete del cilindro interno, per ammortizzatori standard, è compresa tra 20 N e 60 N e pertanto non è stata considerata nel modello.



Figura 4.1: Forze agenti sul pistone

### 4.5 Modello bitubo con fluido incomprimibile

In questa sezione si ipotizzerà un modello di fluido incomprimibile e si analizzeranno i limiti di tale assunzione.

L'ipotesi di fluido incomprimibile comporta l'annullamento del coefficiente di comprimibilità cubica isotermo:

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T = 0 \tag{4.11}$$

Questa considerazione permette di scrivere una relazione esplicita tra il flusso volumetrico di olio Q e la velocità del pistone  $v_p$ . Infatti, mentre lo stelo penetra nella camera di rimbalzo, la variazione di volume in questa camera è data da:

$$\frac{dV_{reb}}{dt} = v_p(t) \left(A_p - A_r\right) \tag{4.12}$$

Allo stesso tempo, il moto del pistone causa una variazione di volume nella camera di compressione:

$$\frac{dV_{comp}}{dt} = -v_p(t)A_p \tag{4.13}$$

Introducendo l'equazione di continuità per un fluido incomprimibile si ottiene la portata volumetrica che interessa la camera di rimbalzo (assumendo la normale al volume di controllo positiva verso l'esterno):

$$v_p \left( A_p - A_r \right) + Q_{reb-comp} = 0 \tag{4.14}$$

Un portata d'olio pari a  $v_p A_r$ , ossia uguale al volume di stelo penetrato nel cilindro, è costretta a fluire dalla camera di compressione alla camera di rimbalzo. La portata totale di olio  $Q_{t,t} = v A_{t}$  si ottiene scrivendo le equazioni di conservazione

La portata totale di olio  $Q_{tot} = v_p A_r$  si ottiene scrivendo le equazioni di conservazione della massa per la camera di compressione e la camera di riserva:

$$-v_p A_p - Q_{reb-comp} + Q_{comp-res} = 0 aga{4.15}$$

$$\frac{dV_{res}}{dt} - Q_{comp-res} = 0 \tag{4.16}$$

Ne consegue che, per un modello incomprimibile, i flussi volumetrici di olio sono funzioni esplicite della velocità del pistone, come menzionato all'inizio della sezione:

$$Q_{tot} = Q_{comp-res} = v_p(t)A_r \tag{4.17}$$

Per simulare le fasi di espansione e compressione del gas a diretto contatto con l'olio nella camera di riserva, si ipotizza un processo adiabatico in quanto la frequenza di eccitazione e la velocità del pistone sono così elevate da non permettere al gas di scambiare calore.

Conoscendo la pressione iniziale del gas,  $p_{g0}$  ed il volume iniziale,  $V_{g0}$ , si ottiene la variazione di volume:

$$\frac{dp_g}{dt} + \gamma \frac{p_g}{V_g} \frac{dV_g}{dt} = 0 \tag{4.18}$$

Fintanto che  $\frac{dV_g}{dt} = -\frac{dV_{res}}{dt}$ , quantità nota, è possibile integrare nel tempo la relazione (4.18), ottenendo:

$$p_g = \left( p_{g0}^{-\frac{1}{\gamma}} - \frac{A_r}{p_{g0}^{\frac{1}{\gamma}} V_{g0}} \left( x_p - x_{p0} \right) \right)^{-\gamma}$$
(4.19)

A questo punto, conoscendo le condizioni iniziali del gas  $(p_{g0} \in V_{g0})$  e la posizione del pistone  $x_p(t)$ , si introduce un coefficiente di scarico  $C_d$ , adoperando l'equazione di Bernoulli, necessario a modellare una portata Q attraverso un orifizio. Tale coefficiente è funzione del rapporto  $\frac{al}{\nu^2}$ , del numero di Reynolds  $\frac{\rho\nu l}{\mu}$  del numero di Cauchy  $\beta\nu^2\rho$  e del rapporto  $\frac{s}{l}$ .

$$C_d = f\left(\frac{al}{\nu^2}, \ \frac{\rho\nu l}{\mu}, \ \beta\nu^2\rho, \ \frac{s}{l}\right)$$
(4.20)

La portata di fluido attraverso un orifizio è definita da:

$$Q = C_d A_{orifice} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$
(4.21)

In alcuni casi è preferibile adoperare il parametro di resistenza al flusso  $k_{loss}$  dato da:

$$k_{loss} = \frac{1}{C_d^2} \tag{4.22}$$

In questo caso la relazione della portata diviene:

$$Q = A_{orifice} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho k_{loss}}} \tag{4.23}$$

Riprendendo le relazioni (4.14) e (4.15), si nota che, in caso di flusso incomprimibile, le equazioni di conservazione della massa assumono la forma di semplici equazioni di conservazione volumetrica:

$$v_{comp-res} = \frac{v_p A_r}{\sum A_{f_{comp-res}}}$$
(4.24)

$$v_{reb-comp} = \frac{-v_p \left(A_p - A_r\right)}{\sum A_{f_{reb-comp}}} \tag{4.25}$$

Usando la relazione (4.23) per rappresentare la caduta di pressione negli orifizi, si ricavano le pressioni in ogni camera:

$$p_{comp} = p_{res} + \frac{1}{2} sgn(v_{comp-res}) k_{loss_{comp-res}} v_{comp-res}^2$$
(4.26)

$$p_{reb} = p_{comp} + \frac{1}{2} sgn(v_{reb-comp}) k_{loss_{reb-comp}} v_{reb-comp}^2$$

$$\tag{4.27}$$

Dopo aver ricavato il campo di pressione, si calcola la forza di smorzamento usando la relazione (4.10).

Ipotizzare l'olio incomprimibile, ossia assumere la sua densità costante nel tempo, non permette di inserire nel modello le non linearità causate dagli effetti di comprimibilità. Di conseguenza, l'apertura delle valvole ed il flusso d'olio attraverso gli orifizi sono fenomeni generati dalle cadute di pressione proporzionali al movimento del pistone.

## 4.6 Modello bitubo con fluido comprimibile e isotermo

Lo scopo di questa sezione consiste nell'includere gli effetti della comprimibilità dell'olio nel modello.

L'equazione di bilancio della massa diviene:

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \int_{S} \rho \mathbf{v} dS = 0 \tag{4.28}$$

La sostanziale differenza rispetto al modello incomprimibile consiste nel considerare la variazione temporale della densità dell'olio.

Espandendo la relazione (4.28) ed introducendo l'espressione del coefficiente di comprimibilità cubica (4.5), si ottiene:

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial t} = \int_{S} \rho \mathbf{v} dS = 0 \tag{4.29}$$

Quindi, per una generica camera:

$$V\frac{\partial p}{\partial t}\beta + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho}\int_{S}\rho\mathbf{v}dS = 0$$
(4.30)

L'ultimo termine della (4.30) è dimensionalmente una portata volumetrica:

$$\frac{1}{\rho} \int_{S} \rho \mathbf{v} dS = Q \tag{4.31}$$

Si prosegue, come eseguito per il modello incomprimibile, alla specializzazione dell'equazione di continuità per ogni camera dell'ammortizzatore bitubo. Si suppone, inoltre, che i cilindri contenenti l'olio siano indeformabili.

$$V_{reb} = x_p(t) \cdot (A_p - A_r) \tag{4.32}$$

$$V_{comp} = (L_c - x_p(t)) \cdot A_p \tag{4.33}$$

$$V_{res} = V_{B_0} + V_{g0} - V_g \tag{4.34}$$

Dove:

- $L_c$ : lunghezza del cilindro interno;
- $V_{B_0}$ : volume occupato dall'olio nella camera di riserva all'istante iniziale;
- • $V_g:$ volume occupato dal gas nella camera di riserva ad un istante generico.

Le equazioni di bilancio della massa assumono la seguente forma:

• Camera di rimbalzo:

$$\beta V_{reb} \frac{dp_{reb}}{dt} + v_p \left(A_p - A_r\right) + Q_{reb-comp} = 0 \tag{4.35}$$

• Camera di compressione:

$$\beta V_{comp} \frac{dp_{comp}}{dt} - v_p A_p - Q_{reb-comp} + Q_{comp-res} = 0$$
(4.36)

• Camera di riserva:

$$\beta V_{res} \frac{dp_{res}}{dt} - \frac{dV_g}{dt} - Q_{comp-res} = 0 \tag{4.37}$$

Come già assunto per il modello incomprimibile, si ipotizza un processo adiabatico per simulare le fasi di espansione e compressione del gas a diretto contatto con l'olio nella camera di riserva.

Dalle relazioni (4.35), (4.36) e (4.37) si nota che la presenza di termini relativi alla comprimibilità dell'olio conduce ad un sistema di equazioni differenziali ordinarie (ODE).

Concettualmente, la presenza di derivate temporali nelle equazioni di continuità, induce un ritardo tra la causa, ossia la variazione di volume dovuta al movimento del pistone, e l'effetto atteso, ovvero il flusso volumetrico di olio.

## Conclusioni

I test effettuati sugli ammortizzatori bitubo modello 9018148-SP mi hanno permesso di comprendere gli aspetti fondamentali e le criticità relativi ad una caratterizzazione sperimentale e numerica di un fenomeno fisico.

Il mio compito è stato quello di calcolare l'ordine di grandezza e di cogliere le possibili cause della dispersione dei risultati.

I dati oggetto della mia analisi sono stati i campioni di forza e spostamento registrati dal software interno al banco prova Precisa 99 – 959 durante i test.

Analizzando le curve caratteristiche di smorzamento, dopo averle suddivise in base alla velocità massima del pistone impostata a schermo, ho dedotto che:

• Calcolando lo scarto quadratico medio, mediato sull'intera curva, relativo alla velocità  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$  e confrontandolo con quello alla velocità  $v_5 = 300 \frac{mm}{s}$  si evidenzia una diminuzione di circa 10 daN, e dunque la dispersione dei risultati, rispetto alla curva media di riferimento, si riduce all'aumentare della velocità del fenomeno.

Questo è dovuto al fatto che, all'aumentare della velocità, i fori delle valvole possono essere considerati completamente aperti e quindi le eventuali differenze di costruzione delle rondelle di spessore, dei dischi traslanti e delle molle assumono meno rilevanza, mentre alle basse velocità queste differenze, seppur minime, causano elevate variazioni nella taratura dell'ammortizzatore.

• Analizzando i picchi di forza in estensione ed in compressione si nota che il range diminuisce all'aumentare della velocità. I coefficienti di variazione valgono:

$$CV_e = 15\%$$
;  $CV_c = 17\%$  per  $v_1 = 100 \frac{mm}{s}$   
 $CV_e = 5\%$ ;  $CV_c = 7\%$  per  $v_5 = 300 \frac{mm}{s}$  (4.38)

Mediante i test in temperatura ho compreso che l'effetto del Reynolds causa una variazione marginale, quasi trascurabile, sulla taratura dell'ammortizzatore soprattutto ad alte velocità, mentre alle basse velocità questo effetto è maggiormente apprezzabile, ma comunque irrilevante.

Mediante i test di ripetibilità dei risultati ho rilevato una buona affidabilità della macchina di prova.

Grazie alle prove sperimentali ho potuto constatare che le discrepanze tra il modello matematico, atto a simulare il comportamento dell'ammortizzatore in termini di forza di smorzamento, ed il fenomeno fisico possono essere dovute alla somma delle seguenti cause:

- Modello matematico insufficiente a descrivere il fenomeno;
- Errori di rilevamento della forza da parte della cella di carico;
- Errori di rilevamento dello spostamento da parte del sensore di posizione;
- Errori nel campionamento ed elaborazione dei dati da parte del software interno al banco prova;
- Effetti della viscosità e dell'eventuale impurezza dell'olio;
- Errori dovuti alla grande tolleranza di costruzione dell'ammortizzatore analizzato in termini di specifiche di costruzione e caratteristiche meccaniche dei materiali adoperati.

Dai risultati ottenuti emerge che la causa prevalente della dispersione dei risultati risiede nella tolleranza di costruzione degli ammortizzatori e nei materiali utilizzati. Questi, infatti, non richiedono particolari specifiche o certificazioni in quanto destinati ad essere montati, almeno quattro per ruota, su camion e autobus.

Per quanto riguarda l'errore osservato nel modello matematico, esso rientra nel range di dispersione dei risultati.

In futuro, per procedere alla validazione del modello matematico, a mio avviso, si dovrebbero effettuare degli esperimenti mirati per cercare di ridurre la banda di errore, testando ammortizzatori con rigorose specifiche tecniche di costruzione e meccaniche dei materiali.

Inoltre, sarebbe opportuno adoperare ammortizzatori caratterizzati da corse lunghe, così da permettere all'olio di stabilizzarsi, evitando che questo si trovi sempre in corrispondenza del transitorio di apertura e chiusura delle valvole, e di raggiungere la velocità massima con accelerazione minore.

# Bibliografia

- M. Alonso and A. Comas : Modelling a Twin Tube Cavitating Shock Absorbers. In: Proceedings of the institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 220.8, 2006, pp. 1031-1040.
- [2] R. Andrighetto : Dynamic and thermal model for hydraulic shock absorbers, 2018.
- [3] W. Bauer : *Hydropneumatic Suspension Systems*, VDI-Buch, Springer Berlin Heidelberg, 2010.
- [4] R. Chaine : Modeling of a World Rally Championship Car Damper and Experimental Testing of Its Components, KTH Department of Vehicle Dynamics, 2011.
- [5] P. Czop, D. Gąsiorek, J. Gniłka, D. Sławik and G. Wszołek : Fluid-structure simulation of a valve system used in hydraulic Dampers, Modelowanie Inżynierskie, 2012.
- [6] J.C. Dixon: The Shock Absorber Handbook: Second Edition, 2007, pp. 1-415.
- S. Duym, R. Stiens and K. Reybrouck : Evaluation of Schock Absorber Models. In: Vehicle System Dynamics 27.2, 1997, pp. 109-127.
- [8] Emmetec : Il manuale Emmetec degli ammortizzatori, 2016.
- [9] Emmetec : Macchina prova ammortizzatori Precisa 99-959, 2017.
- [10] U. Ferdek and J. Luczko : Modelling and analysis of a twin-tube hydraulic shock absorber. In: Journal of Theoretical and Applied Mechanics 50, 2012, pp. 627-638.
- [11] M. S. Talbott and J. Starkey: An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper. In: SAE Technical Paper 2002-01-3337, 2002, pp. 776-4841.
## Ringraziamenti

Desidero per prima cosa ringraziare i miei relatori, i Professori D'Ambrosio Domenic e Marsilio Roberto per il tempo e l'impegno dedicatomi nella stesura di questo elaborato.

Ringrazio i miei genitori Fabio e Maria per avermi permesso, con i loro sacrifici, di raggiungere un altro importante traguardo e per avermi insegnato a credere nelle mie capacità.

Ringrazio il mio fratellone Andrea e la sua compagna Francesca per aver sempre creduto in me e per aver reso più leggera questa esperienza.

Ringrazio la mia piccola Arianna per incoraggiare le mie scelte ed essere al mio fianco da quasi dieci anni.

Un ringraziamento particolare a mia cugina Laura per il prezioso aiuto.

Ringrazio gli amici di una vita per aver reso meno faticoso questo percorso.

Ringrazio tutti i compagni di corso per aver contribuito ad arricchire la mia conoscenza.

Infine ringrazio me stesso per non essermi arreso nei momenti di difficoltà ed essermi rialzato sempre.