

Politecnico di Torino

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE - DIMEAS Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea magistrale

Analisi FEM e progettazione di un prototipo per la validazione torsionale di un decoupler

FEM analysis and design of a prototype sample for the torsional validation of a decoupler

Candidato Bruno Franciosa Matricola 233128 Docenti Maffiodo Daniela Sesana Raffaella

Tutor Chiara Renacco

Alla mia famiglia

Indice

1	DD	CS: "Damping Decoupling Compression Spring System"	4
	1.1	Le origini dell'invenzione	4
	1.2	Introduzione Decoupler Dayco	7
		1.2.1 DDCS Volkswagen	7
	1.3	Come vengono effettuate le prove	10
		1.3.1 Ciclo caratteristico DDCS Volkswagen	13
2	Car	atteristiche "Master"	15
	2.1	Introduzione	15
	2.2	Considerazioni preliminari	16
	2.3	Un sistema senza attrito	17
3	Rea	lizzazione "Master" funzionale	18
	3.1	Necessità progettazione "Master"	18
	3.2	Considerazioni preliminari sul pezzo originale	18
	3.3	Soluzione per evitare lo scorrimento relativo tra molle e Spring Cup	22
		3.3.1 Anello con supporti circolari	22
	3.4	Eliminazione coppia generata dallo scorrimento assiale	26
		3.4.1 Torque Actuator modificato	27
4	Ana	alisi FEM	30
	4.1	Deformazione molla	31
	4.2	Scorrimento relativo tre molla-Spring Cup	39
	4.3	Analisi statica dei nuovi componenti progettati	51
		4.3.1 Anello con supporti circolari a trazione	51
		4.3.2 Progetto del Torque Actuator	62
5	Rea	lizzazione componenti e "Master" assemblato	70
6	Cor	ntrolli statistici tramite MSA	74
	6.1	Che cosa è l'MSA	74
		6.1.1 Test: Studio di tipo 1	79

	6.1.2	Test: Studio di tipo 3 metodo ARM	84
7	Risultati		89
8	Conclusion	ni	92

Elenco delle figure

1.1	Esempio di sistema accessori FEAD	4
1.2	Vista esplosa componenti DDCS	8
1.3	Torsional Vibrations Damper	9
1.4	Decoupler senza TVD	9
1.5	Torsiometro utilizzato per le prove sperimentali sul decoupler	10
1.6	Collaudo della linea di produzione	11
1.7	Calibrazione del collaudo della linea di produzione	12
1.8	Ciclo caratteristico DDCS Volkswagen	13
2.1	Ciclo caratteristico decoupler $[3]$	16
3.1	Componenti eliminati dal pezzo originale	19
3.2	CAD del TVD tornito	20
3.3	TVD tornito	20
3.4	Sistema: Molle, Torque Actuator, Spring Cup	21
3.5	Vista anteriore anello con anellini	22
3.6	Vista isometrica anello con anellini	23
3.7	Parametri ingombro spira centrale	24
3.8	Modulo gabbia a rulli	25
3.9	Tabella caratteristica dimensionale	25
3.10	Tabella caratteristiche di montaggio rulli	25
3.11	CAD del diametro della puleggia tornita	26
3.12	Torque Actuator	27
3.13	Prototipo Torque Actuator	28
3.14	Vista in sezione del "Master" semplificata	29
3.15	Particolare vista in sezione	29
4.1	Modello della molla implementato su ANSYS	31
4.2	Mesh del modello	32
4.3	Contatto di tipo 'Frictional' tra le spire della molla	33
4.4	Vincolo fisso imposto alla molla	34
4.5	Spostamento relativo imposto alla molla	35

4.6	Spostamento angolare imposto alla molla	36
4.7	Spostamento lungo Z della molla	37
4.8	Ingombro della molla nel decoupler	38
4.9	Modello completo molla-Spring Cup	39
4.10	Modello molla-Spring Cup	39
4.11	Mesh del modello molla-Spring Cup	40
4.12	Contatto di tipo 'Frictional' fra molla e Spring Cup	42
4.13	Fixed support della molla	43
4.14	Fixed support dello Spring Cup	43
4.15	Remote displacement della molla all'interno dello Spring Cup	44
4.16	Stato del contatto 'Frictional' tra molla e Spring Cup	45
4.17	Particolare dello stato del contatto 'Frictional'	45
4.18	Vista dall'alto della pressione di contatto	46
4.19	Zoom della spira con massima pressione di contatto	46
4.20	Risultante della reazione vincolare dello Spring Cup	47
4.21	Risultante del momento intorno al centro di rotazione della molla \ldots .	48
4.22	Analisi di massima della forza a cui è soggetto l'anello	52
4.23	Modello implementato sul programma dell'anello	54
4.24	Mesh del modello di anello	55
4.25	Vincolo fisso sul modello dell'anello	56
4.26	Vincolo di deformazione sul modello dell'anello	57
4.27	Forza di trazione che agisce sull'anellino superiore	58
4.28	Forza che agisce sull'anello inferiore	58
4.29	Tensione massima raggiunta dal modello	60
4.30	Particolare della tensione massima raggiunta dal modello	60
4.31	Deformazione totale del modello dell'anello	61
4.32	Modello completo del Torque Actuator	62
4.33	Modello semplificato del Torque Actuator	63
4.34	Mesh del modello del Torque Actuator	64
4.35	Particolare della mesh del Torque Actuator	64
4.36	Vincoli fissi del Torque Actuator	65
4.37	Forza applicata alla prima superficie di contatto tra molla e Torque Actuator	67
4.38	Forza applicata alla seconda superficie di contatto tra molla e Torque	
	Actuator	67
4.39	Deformazione totale del Torque Actuator a causa del carico a cui è sottoposto	68
4.40	Tensione massima di deformazione del Torque Actuator	69
5.1	Anello con gabbia a rulli	70
5.2	Diametro della puleggia tornita	71

5.3	Anello montato sulla puleggia	71
5.4	Molle montate nelle apposite sedi	72
5.5	Torque Actuator realizzato	72
5.6	"Master" assemblato	73
5.7	Particolare "Master" assemblato	73
6.1	Processi di misurazione [4]	75
6.2	Schema logico per l'esecuzione dei test al fine di valutare gli indici di	
	capacità per gli strumenti di misura e per i processi di misurazione $[4]$	77
6.3	Studio di tipo 1: "Master" precedente su collaudo	82
6.4	Studio di tipo 1: "Master" precedente su torsiometro	83
6.5	Studio di tipo 3: "Master" nuovo su collaudo	88
7.1	Caratteristica del "master" funzionale	90
7.2	Studio di tipo 1: "master" funzionale nuovo	91

Elenco delle tabelle

4.1	Caratteristiche acciaio per molle VDSiCrV	31
4.2	Caratteristiche acciaio DC04	40
4.3	Add caption	49
4.4	Errore relativo rispetto ai dati sperimentali	50
4.5	Caratteristiche principali Acciaio C45E	54
4.6	Tensioni massime raggiunte in funzione degli spessori utilizzati $\ldots\ldots\ldots$	59
4.7	Caratteristiche principali Acciaio al cromo 16MnCr5	69
6.1	Dominio dei processi di misurazione in azienda	76
6.2	Add caption	80
6.3	Add caption	87
7.1	Prove "Master" funzionale effettuate al banco prova torsiometrico	89

Sommario

Questa tesi è incentrata sul Decoupler, elemento principale della famiglia di accessori FEAD (Front-End Accessory Drive), in particolare sulla progettazione di un componente prototipale, il così detto "Master", che si usa in fase di collaudo della linea di produzione del pezzo per il quale è costruito.

Lo studio parte dall'esigenza di ridurre i tempi di masterizzazione della linea di produzione per aumentarne i volumi. La masterizzazione è la lettura dei valori di un "Master" in fase di collaudo della linea di produzione, che presenta determinate caratteristiche rappresentative della famiglia di prodotti per cui viene realizzato. Questo è possibile progettando un "Master" che sia stabile nel tempo, che i suoi valori nominali di coppia non cambino all'aumentare dei cicli di lavoro a cui viene sottoposto. La stabilità di questi valori dipende principalmente dai vari attriti che vi sono all'interno del decoupler derivanti sia dalle componenti in plastica, che potrebbero espandersi o restringersi a causa di gradienti termici generati dal motore, sia dalle molle ad arco che comprimendosi urtano la parte esterna della sede in cui sono posizionate a seguito delle forti torsioni generate dall'albero motore.

Per raggiungere questo risultato si è partito da un normale componente di produzione che è stato modificato opportunamente a seguito di una attenta analisi delle componenti che avrebbero potuto creare attrito e quindi un decadimento dei valori di coppia nel tempo. Oltre ad aver eliminato i componenti in plastica, attraverso l'analisi FEM si è potuto verificare analiticamente l'entità dell'attrito creato dal sistema molla-sede. Per eliminare questo problema è stato progettato un anello, con sede nella puleggia dove sono presenti le molle ad arco, con due anellini posti simmetricamente che vincolassero le molle impedendo cosi che queste urtino contro la parete esterna della sede.

In questo modo è stato possibile ottenere un sistema privo di contatto tra le parti le cui caratteristiche nominali di coppia sono ripetibili nel tempo. Grazie a questo dispositivo sarà possibile masterizzare la linea di produzione con minore frequenza, risparmiando tempo e quindi aumentando i volumi di produzione.

Abstract

This thesis focuses on the Decoupler, the main element of the FEAD accessory family (Front-End Accessory Drive), in particular on the design of a prototype component, the so-called "Master", which is used in the testing phase of the production of the piece for which it is built.

The study starts from the need to reduce the burning time of the production line to increase its volumes. The mastering is the reading of the values of a "Master" during the testing phase of the production line, which presents certain characteristics representative of the product family for which it is made. This is possible by designing a "Master" that is stable over time, that its nominal torque values do not change as the number of work cycles to which it is subjected increases. The stability of these values depends mainly on the various frictions inside the decoupler deriving both from the plastic components, which could expand or shrink due to thermal gradients generated by the engine, and from the arc springs that compress and impact the outer part of the seat in which they are positioned following the strong twists generated by the crankshaft.

To achieve this result we started from a normal production component that was modified appropriately as a result of a careful analysis of the components that could have created friction and therefore a decay of the torque values over time. In addition to having eliminated the plastic components, the FEM analysis was able to analytically verify the amount of friction created by the spring-seat system. To eliminate this problem, a ring has been designed, seated in the pulley where the arched springs are present, with two rings placed symmetrically which constrain the springs thus preventing them from colliding against the outer wall of the seat.

In this way it was possible to obtain a system free of contact between the parts whose nominal torque characteristics are repeatable over time. Thanks to this device it will be possible to burn the production line less frequently, saving time and therefore increasing production volumes.

Introduzione

Questa tesi è frutto di otto mesi di costante impegno e lavoro presso Dayco Europe S.r.l.

Dayco è un'azienda leader globale nella ricerca, progettazione, produzione e distribuzione di prodotti per motori essenziali, sistemi di azionamento e servizi per automobili, camion, edilizia, agricoltura e industria.

Lo stabilimento di Ivrea (TO) si occupa, in particolare, della produzione e innovazione dei componenti ausiliari di svariate case automobilistiche quali ad esempio Mercedes, Audi ed PSA. Vengono progettati e successivamente prodotti tenditori e decoupler, cioè i DDCS ("Damping Decoupling Compression Spring System"), che in combinazione con le cinghie, smorzatori e altri componenti, lavorano in sintonia a livello di sistema per ridurre le vibrazioni e le perdite di attrito garantendo un ottimo comfort e un'ottima efficienza motore e quindi in grado di ridurre notevolmente i consumi di carburante e di conseguenza le emissioni inquinanti.

L'attenzione è stata focalizzata sul decoupler, elemento principale fra tutti i vari componenti ausiliari FEAD(Front-End Accessory Drive), studiandolo in maniera molto dettagliata ai fini di progettare un prototipo, il cosiddetto "Master", con determinate caratteristiche che permetta, in fase di collaudo della linea di produzione, di far sì che i pezzi prodotti seguano quelle determinate caratteristiche e presenti dei valori stabili nel tempo tale per cui il ciclo di masterizzazione venga passato in linea il minor numero di volte possibile così da evitare scarti ed inefficienza produttiva aumentando sia la qualità di produzione che i volumi.

Per ottenere questo risultato sono state effettuate prove sia sperimentali, sul banco prova torsiometrico e in linea di collaudo, che analitiche, tramite analisi FEM, per valutare l'entità delle forze in gioco e dei parametri su cui agire. Infine è stato fatto uno studio statistico per evidenziare le qualità del mio prototipo.

Questo lavoro è stato svolto presso il reparto qualità, per quanto riguarda gli studi statistici di precisione e accuratezza, il quale riveste un ruolo molto importante all'interno dell'azienda visto che i principali costruttori di autoveicoli statunitensi ed europei richiedono, ai loro fornitori di prodotti e servizi destinati ad essere installati sui veicoli, la Certificazione di Sistema per la Gestione della Qualità secondo la specifica tecnica IATF 16949:2016, sviluppata dall'International Automotive Task Force.

Per quanto riguarda la progettazione delle componenti modificate o aggiuntive nonché

la realizzazione finale del nuovo "Master", il presente lavoro è stato svolto presso il reparto dei prototipi mentre per l'analisi FEM nel reparto dei calcoli CAE.

In questa tesi viene presentato inizialmente un capitolo introduttivo riguardante il decoupler, dal perché è stato creato e quali vantaggi ha apportato al mondo automobilistico fino ad arrivare ai decoupler che produce la Dayco, uno dei quali oggetto dello studio. Verrà spiegato il funzionamento dettagliato e il ciclo che compie in tutto il suo campo di funzionamento. Per far questo verrà creato un programma per il banco prova torsiometrico che sia in grado di disegnare la caratteristica perfettamente centrata e grazie al quale successivamente verranno confrontati i dati analitici.

Dopo l'introduzione sul decoupler e sul suo funzionamento verrà definito il concetto dell'azienda di 'Master funzionale' e del perché si ha la necessita di progettarlo e realizzarlo con determinate caratteristiche.

Poi si procederà analizzando le varie componenti interne del prodotto, eliminandone alcune ed aggiungendone altre. Lo scopo è quello di ottenere un componente che risente poco dell'attrito interno dei componenti e pertanto verranno rimosse le componenti in plastica che creano una coppia di attrito voluta e fondamentale per il corretto funzionamento del prodotto di produzione, senza le quali non svolgerebbe correttamente la sua funzione di smorzatore di vibrazioni.

Verrà progettato un anello opportunamente progettato al fine di impedire le coppie di attrito indesiderate che si creano all'interno del decoupler a causa della presenza di molle ad arco che inevitabilmente nel momento in cui vengono compresse da un apposito sistema, tendono a deformarsi verso l'esterno impattando la sede in cui sono poste. Verrà progettato anche un nuovo Torque Actuator (spiegato dettagliatamente nel capitolo 3), ovvero l'attuatore che grazie alle coppie create dall'albero motore riesce a comprimere le molle, grazie al quale queste ultime verranno vincolate appositamente in modo tale sollevarsi di una altezza tale, valutando opportunamente gli ingombri sia radiali che assiali, da riuscire a lavorare sospese all'interno del decoupler con lo scopo di eliminare eventuali coppie di attrito assiali.

Nel capitolo successivo, quello riguardante le analisi FEM condotte, verrà dapprima studiato il comportamento analitico della molla ad arco per valutare se effettivamente questa, a seguito dello spostamento angolare massimo imponibile in base alle caratteristiche da disegno, si deformi a tal punto da non rientrare più nell'ingombro radiale della sede di appartenenza. Successivamente sarà analizzato il sistema molla-sede della molla(Spring Cup), in cui verrà messa in evidenza la forza di attrito in gioco nonché la coppia di attrito analitica, vedendo quanto questa si discosta o meno da quella sperimentale. Nelle successive analisi verranno sottoposti ai relativi cariche le nuove componenti progettate. L'anello aggiuntivo, il cui scopo è quello di impedire la deformazione radiale della molla, che vincola la spira centrale è sottoposto a una determinata forza di trazione. Quindi l'analisi servirà soprattutto per determinare lo spessore, sempre rientrando negli ingombri, e il materiale con cui successivamente sarà realizzato. Anche per il nuovo Torque Actuator sarà fatta un'analisi strutturale in quanto dovrà essere capace di conferire alle molle, e quindi resistere, coppie in tutto l'intervallo di funzionamento.

Infine verranno eseguiti degli studi statistici sugli strumenti di misura in cui il "Master" viene utilizzato. In particolare verranno esaminati sia il banco prova torsiometrico che il collaudo in linea di produzione e verranno confrontati i risultati ottenuti sia utilizzando il "Master" precedente che il nuovo "Master" realizzato durante questo progetto evidenziando così eventuali malfunzionamenti derivanti o dal sistema di misurazione o dal prodotto sottoposto al test.

Capitolo 1

DDCS: "Damping Decoupling Compression Spring System"

1.1 Le origini dell'invenzione

Gli accessori FEAD (Front-End Accessory Drive) degli autoveicoli untilizzano una cinghia, solitamente in gomma, per trasferire parte della coppia generata dall'albero motore ai vari accessori di cui è composto il sistema FEAD.



Figura 1.1: Esempio di sistema accessori FEAD

La cinghia solitamente è unica per tutti gli accessori disponibili e varia a seconda del tipo di autoveicolo che consideriamo in quanto non tutti presentano la stessa configurazione di accessori.

Il motore non produce una coppia costante bensì variabile soprattutto alle basse velocità e in presenza di numerosi accessori che necessitano di una determinata coppia.

I motori odierni vengono continuamente migliorati ai fini di ottenere motori sempre più prestanti, aumentandone la potenza, e sempre più efficienti, riducendone i consumi e le emissioni. Tutto questo però influisce a livello di coppia variabile che, aumentando, crea problemi nel momento in cui questa deve essere assorbita dagli accessori. Sono stati creati nuovi dispositivi aggiuntivi, come il volano a 'doppia massa', che grazie ad una inerzia notevole permettono all'albero motore di ruotare più velocemente. Anche l'inerzia combinata dei vari accessori come ad esempio la pompa del servosterzo, la ventola di raffreddamento, il compressore del climatizzatore, l'alternatore sta aumentando sempre più con conseguente aumento della velocità con cui il motore accelera e decelera.

Quindi i problemi che si verificano con lo sviluppo dei nuovi motori sono principalmente:

- Risonanza angolare: causata dalla lunga cinghia elastica azionata dalla coppia pulsante dell'albero motore che amplifica le tensioni causando rumore, vibrazioni e usura del tendicinghia;
- Inversioni di tensione: il motore sia in fase di avvio che di spegnimento passa attraverso la frequenza di risonanza anche se viene usato un decoupler convenzionale. La rigidezza del motore è elevata alle basse velocità e questa, che agisce a una frequenza di risonanza bassa causa grandi inversioni di tensione momentanee nella trasmissione a cinghia. Un tendicinghia convenzionale non è progettato per far fronte a una inversione di tensione e quindi creerebbe un fastidioso rumore derivante dallo slittamento di quest'ultimo con la cinghia;
- Slittamento momentaneo della cinghia: che si verifica a causa del carico combinato dall'inerzia e dal carico stesso degli accessori durante le accelerazioni e che cessa nel momento in cui si supera il picco dell'accelerazione stessa.

Tuttavia agire sul sistema di trasmissione della cinghia è spesso controproducente o impossibile. Si può ridurre di molto il problema della risonanza introducendo il decoupler.

Inizialmente i decoupler utilizzavano molle di gomma e queste, sottoposte ad ambienti con forti gradienti termici, si usuravano facilmente compromettendone la durata del componente. Per ottenere l'affidabilità voluta, le molle di gomma furono sostituite.

Le frizioni limitatrici di coppia sono utilizzate per risolvere i problemi di sovraccarico di coppia e queste utilizzano una prima molla torsionale per assicurare una connessione fra il mozzo centrale, connesso all'albero motore, e una gabbia e una seconda molla che genera una frizione di contatto circonferenziale tra la gabbia e la puleggia condotta. Ad un incremento di coppia, il mozzo causerà uno spostamento angolare della gabbia finché la seconda molla torsionale non si snoda diminuendo così il suo diametro e liberandosi dall'ingaggio circonferenziale. Superando la coppia massima raggiungibile, la seconda molla torsionale non si innesterà più sulla puleggia condotta, consentendole così di scivolare.

L'utilizzo di dispositivi che presentano una molla di avvolgimento per limitare la coppia, tuttavia, sono poco affidabili nella pratica e utilizzati principalmente come dispositivi unidirezionali perché spesso non permettono una sufficiente capacità motrice alle basse sovracoppie. In generale un decoupler può essere descritto considerando i seguenti componenti base:

- un mozzo centrale che serve per il montaggio sull'albero a gomiti;
- una piastra montata sul mozzo centrale che ruota con esso;
- una puleggia montata sul mozzo, libera di ruotare intorno al suo asse che presenta un bordo circonferenziale interno;
- un supporto anulare montato tra la piastra e la puleggia che aderisce sul bordo circonferenziale interno di quest'ultima;
- un primo mezzo di sollecitazione che accoppia elasticamente il mozzo centrale alle forze rotazionali di smorzamento del supporto anulare trasmesse tra il mozzo centrale e la puleggia.

I primi mezzi di sollecitazione furono molle a spirale curve che ricoprivano la circonferenza del pezzo e progettate per agire sia in compressione che in trazione. Queste molle a spirale curve ammortizzano gli impulsi dell'albero a gomiti e abbassano la frequenza di risonanza della trasmissione a cinghia. La frizione unidirezionale, interposta tra il supporto anulare e il bordo interno, impedisce l'improvvisa inversione di tensione, dovuta all'accensione o spegnimento del motore oppure a brusche accelerazioni o decelerazioni, creata sulla cinghia e impedisce lo slittamento di quest'ultima. La frizione unidirezionale può anche limitare la massima coppia trasmissibile impedendo quindi lo slittamento anche nel caso di sovraccarico momentaneo. Questa invenzione prevede anche l'utilizzo di uno smorzatore di vibrazioni torsionali [1].

1.2 Introduzione Decoupler Dayco

Con l'obiettivo di eliminare le vibrazioni del motore e ridurre la rumorosità, Dayco produce decoupler per alberi motore che vengono integrati nella progettazione di molti nuovi motori ad alte prestazioni.

Qualsiasi tipo di DDCS prodotto comprende una gamma completa di metodi elastomerici vulcanizzati e stampati a iniezione, oltre a isolanti e frizioni a molla smorzata, avanzati e durevoli. Il disaccoppiatore per alberi motore più recente offre molteplici funzioni in un unico dispositivo ed è messo a punto in modo specifico per le varie applicazioni.

Progettato per includere un ammortizzatore tradizionale che riduce la torsione dell'albero motore da impulsi di accensione, il sistema di smorzamento, disaccoppiamento, per una trasmissione di potenza continua, è adatto per l'uso su trasmissioni a cinghia *start&stop*. Una frizione di sicurezza nel decoupler consente inoltre uno slittamento limitato della frizione in caso di forti transienti torsionali, come decelerazioni o mancate accensioni.

Tutte queste caratteristiche confluiscono in un unico prodotto per massimizzare la stabilità del sistema, eliminare rumori sgradevoli, ridurre al minimo le variazioni di tensione della cinghia, aumentare la durata del sistema e dei componenti e risparmiare carburante [2].

In particolare, lo studio riguarda principalmente il DDCS progettato per i motori diesel Volkswagen.

1.2.1 DDCS Volkswagen

Questo componente viene esclusivamente progettato e successivamente montato sulla maggior parte dei motori realizzati dalla Volkswagen, sia benzina che diesel. La casa automobilistica aggiorna continuamente i suoi prodotti al fine di ottenere motori sempre più prestanti e che inquinino di meno. Tutto questo a discapito di una notevole complessità ingegneristica di realizzazione nel realizzare componenti che siano in grado di supportare determinate potenze e quindi coppie in ogni istante di utilizzo del motore stesso.

Questo componente permette di ridurre notevolmente qualsiasi problema relativo a vibrazioni e ad inversioni di tensioni della cinghia, generate dall'albero a gomiti grazie alla sua configurazione. Come possiamo vedere in fig.1.2 questo è formato da vari componenti:



Figura 1.2: Vista esplosa componenti DDCS

- 1. Anello d'inerzia del TVD
- 2. Gomma del TVD
- 3. Mozzo del TVD
- 4. Boccola
- 5. Supporto molla smorzante
- 6. Molla smorzante a "C"
- 7. Guarnizione metallica
- 8. Guarnizione a labbro
- 9. Sede molle smorzanti ad arco
- 10. (2x) Molla smorzante ad arco
- 11. Distanziale assiale
- 12. (3x) Pin elastici
- 13. Attuatore di coppia
- 14. Puleggia
- 15. Cuscinetto a rulli
- 16. Distanziale assiale

17. Molla conica

18. Mozzo principale

che possiamo suddividere in due gruppi funzionali:

• Il TVD (Torsional Vibrations Damper) in fig.1.3 il sistema che smorza le forti sollecitazioni torsionali dell'albero motore;



Figura 1.3: Torsional Vibrations Damper

• Il Decoupler in fig.1.4 il sistema che smorza le vibrazioni prodotte dal motore per evitare il saltellamento della cinghia.



Figura 1.4: Decoupler senza TVD

1.3 Come vengono effettuate le prove

In questa sezione viene spiegato come si comporta il decoupler durante il suo ciclo caratteristico e verrà spiegato ogni singolo movimento che questo compie affinché tale ciclo risulti essere in un determinato modo. Prima di analizzare questo ciclo, vengono descritti gli strumenti di misurazione delle varie prove sperimentali, per determinare il ciclo caratteristico del decoupler nell'ambito di questa attività di ricerca.

Banco prova torsiometrico

Per lo studio viene utilizzato il banco prova torsiometrico Carlson, adatto per le caratterizzazioni torsionali, presente nel reparto dei prototipi, . In fig.1.5 possiamo vedere il banco prova torsiometrico utilizzato:



Figura 1.5: Banco prova torsiometrico utilizzato per le prove sperimentali sul decoupler

Dalla figura possiamo notare alcune componenti principali:

- 1. Monitor per leggere le misure ed impostare il programma (ciclo) da svolgere;
- 2. Mandrino: grazie alla sua rotazione imprime una coppia in entrambe le direzioni;
- 3. Cella di carico: permette di quantificare la coppia impressa dal mandrino;

Sulla cella di carico viene montata una base porta-pezzo che in base al tipo di prodotto che si vuole testare presenta una apposita sede, nel caso del decoupler questa si presenta molto simile all'alloggio sul motore vero e proprio. Su di questa viene montato successivamente il pezzo e imbullonato solidamente. Sulla puleggia del decoupler, che abbiamo visto nell'esploso della sezione precedente, viene montata una ganascia, rivestita internamente da una cinghia, che una volta serrata aderisce perfettamente alla puleggia per evitare strisciamenti. Sul mandrino invece viene montata una chiave a "T" che incastrandosi nelle sedi presenti sulla ganasce permette la rotazione delle parti che normalmente si muovo all'interno del decoupler. In questa maniera riusciamo a simulare il ciclo caratteristico del nostro decoupler.

Collaudo della linea di produzione

Nella figura 1.6 è mostrato lo strumento di masterizzazione della linea di produzione, ovvero quello strumento che legge i parametri del componente ("Master") sottoposto al ciclo di collaudo e programma la linea in base a quei parametri per discriminare un prodotto di produzione accettabile da uno di scarto.



Figura 1.6: Collaudo della linea di produzione

Come possiamo vedere dalla fig.1.6 anche qui abbiamo:

- 1. Cella di carico;
- 2. Ganasce: che restringendosi tramite un azionamento pneumatico serrano il pezzo agendo sulla puleggia;
- 3. Base porta-pezzo;
- 4. Tavola girevole: grazie alla sua rotazione imprime una coppia in entrambe le direzioni.
- 5. Monitor.

Entrambi gli strumenti di misurazione funzionano implementando un programma con un'unica sostanziale differenza. Mentre al banco prova torsiometrico si potrebbe liberamente inserire un programma di caratterizzazione torsionale qualsiasi a seconda dell'esigenza, e quindi si potrebbe anche crearne uno appositamente per il prodotto da misurare, al collaudo della linea di produzione, essendo già di per se specifico per il DDCS Volkswagen, il programma è unico e non modificabile. L'unico modo di poter allineare i valori con quelli relativi al banco prova torsiometrico è quello di impostare due parametri:

- $k \rightarrow$ 'gain';
- $a \rightarrow$ 'offset'.



Figura 1.7: Calibrazione del collaudo della linea di produzione

Quando il "Master" viene posto sulla macchina di misura, conosciamo il valore di coppia nella posizione nominale, da disegno. Ma se il banco prova torsiometrico non è calibrato, leggeremo il valore " \mathbf{o} " invece del valore " \mathbf{x} ".

Di solito il valore del gain è uguale a 1 (k = 1) in quanto modificherebbe la pendenza della retta dei valori di coppia di un valore pari a Δk . Se un valore di coppia letto al banco prova torsiometrico in corrispondenza di una precisa posizione non coincide con il valore letto al collaudo bisogna incrementarlo di Δk . Tuttavia solo la misura in quella precisa posizione risulterà la stessa ma nel resto dell'intervallo dei valori rappresentati dalla retta e soprattutto agli estremi risulteranno valori distanti dagli stessi letti al banco prova torsiometrico a causa della variazione di pendenza apportata dal Δk . Quindi un valore di coppia nominale ad una posizione maggiore di quella considerata sarà maggiore se misurato al collaudo e a una posizione minore risulterà minore. Questo rappresenta un problema in termini di smorzamento fisico. Cambiando il valore di offset, non modifichiamo la proporzionalità ma trasliamo semplicemente la linea retta e di conseguenza il ciclo di isteresi di una quantità pari a Δa . In questo modo la pendenza della retta rimane la stessa e quindi nell'intervallo rappresentato dai valori di coppia i risultati saranno uguali o vicini a quelli letti al banco prova torsiometrico.

1.3.1 Ciclo caratteristico DDCS Volkswagen

Esaminiamo adesso il ciclo caratteristico del decoupler in tutto il suo intervallo di funzionamento. Questo viene chiamato ciclo di isteresi in quanto presenta la forma seguente:



Figura 1.8: Ciclo caratteristico DDCS Volkswagen

Il ciclo rappresentato in fig.1.8 è ottenuto sperimentalmente facendo ciclare un prodotto di produzione del DDCS Volkswagen e possiamo subito notare che questo ciclo di lavoro, chiamato in azienda caratteristica a 'farfalla', si sviluppa su due quadranti:

- Quadrante 'Driving Torque': in corrispondenza dei valori positivi di coppia. In questo quadrante viene caratterizzata la coppia che il decoupler trasmette agli altri accessori del sistema FEAD. All'interno di questo quadrante vi sono due fasi:
 - Fase di caricamento: 'Driving Torque'. Il mandrino ruotando in senso orario provoca un aumento di coppia, e quindi le molle vengono compresse, fino al raggiungimento della coppia imposta nel programma;
 - Fase di scaricamento: 'Overrunning'. Il mandrino, girando in senso antiorario, causa il rilascio delle molle con conseguente diminuzione di coppia, ritornando nella posizione iniziale ovvero quando le molle sono scariche.
- Quadrante 'Overrunning': in corrispondenza dei valori negativi di coppia. In questo quadrante viene caratterizzata la coppia che il decoupler trasmette all'albero a gomiti. Anche qui sono presenti due fasi:

- Fase di caricamento: 'Driving Torque'. Il mandrino questa volta ruota in senso antiorario, comprimendo le molle nel senso opposto, fino al valore di coppia imposto dal programma;
- Fase di scaricamento: 'Overrunnig'. Il mandrino gira in senso orario permettendo alle molle di scaricarsi fino alla posizione di riposo.

Fra questi due quadranti, come possiamo vedere sempre in figura 1.8, è presente una fase in cui le molle non vengono compresse. Questa fase è chiamata 'Free Angle' ovvero quella fase in cui le molle non lavorano. E' un angolo di transizione fra le due fasi principali. Tuttavia le coppie non sono del tutto nulle in quanto è presente una componente assiale derivante dai componenti opportunamente predisposti per questo scopo e vari attriti interni che potrebbero crearsi, di natura molto piccola e quindi irrilevanti.

Capitolo 2

Caratteristiche "Master"

2.1 Introduzione

In un'industria meccanica, elemento importante per garantire la qualità di produzione è il sistema di misurazione dei prodotti. I reparti di Ricerca e sviluppo(R&D) e Produzione si basano sullo sviluppo e sull'analisi delle proprietà delle parti. Ogni sistema di misura deve essere calibrato utilizzando strumenti speciali chiamati "Master". Questo è un oggetto con caratteristiche certificate da un ente di certificazione. È possibile dividere i "Master" in due grandi famiglie:

- "Master" dimensionale, che sono strumenti monolitici con determinate caratteristiche dimensionali che ci danno l'opportunità di calibrare la macchina utilizzata per l'analisi dell'altezza, della protrusione e delle dimensioni fisiche in generale.
- "Master" funzionale, che sono oggetti in grado di riprodurre le caratteristiche funzionali dei meccanismi per cui sono stati realizzati senza essere influenzati dalle condizioni ambientali.

Le modifiche generate dall'ambiente in un "Master" dimensionale non sono importanti rispetto alle variazioni che possono essere generate in un sistema dinamico come un "Master" funzionale. Dayco produce meccanismi dinamici come tenditori o "Damping Decoupling Compression Spring System" che sono caratterizzati da due funzioni principali:

- 1. Coppia generata da uno o più elementi elastici;
- 2. Coppia di attrito ottenuta appunto dall'attrito tra elementi specifici.

I "Master" utilizzati fino ad oggi sono pezzi campione ovvero dei pezzi di produzione stabilizzati. Questi sottoposti ad un adeguato ciclo di rodaggio, possono passare in fase di calibrazione in linea in modo tale da restituire un valore di coppia o coppia di attrito stabile nel tempo. I problemi emergono quando parliamo di usura degli elementi in plastica, decadimento delle molle rigide, deformazione degli elementi in alluminio, dilatazione termica, asimmetrizzazione smorzante e così via. Questi fenomeni generano una variazione e un'oscillazione dei valori letti che, sommati all'errore della macchina di misura, rendono impossibile comprendere il livello di oggettività della misura. Per ottenere una calibrazione affidabile, è necessario un nuovo concetto di "Master" funzionale [3].

2.2 Considerazioni preliminari

L'attrito all'interno di un decoupler è la causa del "ciclo di isteresi" che viene visualizzato nel diagramma angolo-coppia, caratteristiche principali per la caratterizzazione del componente. L'angolo che viene considerato per la caratteristica rappresenta la posizione angolare delle molle all'interno del decoupler a cui viene associata la coppia corrispondente.



Figura 2.1: Ciclo caratteristico decoupler [3]

In fig.2.1 viene mostrato un ciclo teorico ottenuto sottoponendo a prova un DDCS sul 'banco prova torsiometrico'durante tutta la corsa. Come possiamo vedere la misura della coppia nominale 'Tn' si ottiene dal valore medio tra le due coppie 'T1' e 'T2', prese in corrispondenza della posizione nominale, tramite la seguente formula:

$$Tn = \frac{T1 + T2}{2}$$

Questo aspetto deriva principalmente dalla presenza di coppia di attrito all'interno del componente. La coppia di attrito viene valutata, in percentuale, rapportando la differenza e la somma delle stesse coppie considerate per il calcolo della coppia nominale. La formula, come mostrato sempre in fig.2.1 è:

$$\% T_D = \frac{T1 - T2}{T1 + T2} \cdot 100$$

Inoltre, ad aumentare l'incertezza di misura, vi è anche la variazione del valore di frizione, cousato dai componenti interni del decoupler, che dipendono dalla direzione di applicazione del carico sulla puleggia e dalla velocità di caratterizzazione (ad esempio stick&slip)[3].

2.3 Un sistema senza attrito

Per evitare tutti i problemi di instabilità dei valori di coppia causati dalla presenza di coppie di attrito indeterminate, è stato studiato un "Master" funzionale in cui le parti, che in un componente normale entrerebbero in contatto creando coppia di attrito indeterminata, vengono distanziate. Questo nuovo oggetto prende in considerazione i possibili aspetti:

- Geometria: a livello di ingombri radiali e assiali deve corrispondere a quella che presenta il decoupler originale.
- Materiali: i materiali devono essere scelti per aumentare la resistenza degli elementi sollecitati e la loro durata.
- Attrito: utilizzando elementi di contatto portanti e non scorrevoli, l'attrito deve essere ridotto il più possibile.

Capitolo 3

Realizzazione "Master" funzionale

3.1 Necessità progettazione "Master"

La realizzazione un "Master" funzionale che non risente della coppia di attrito nasce dal fatto che utilizzando un normale pezzo di produzione le componenti in plastica usurandosi modificano il ciclo di isteresi caratteristico angolo-coppia del componente, in fig.2.1. In fase di calibrazione della linea di produzione vi è la necessità di verificare il "Master" più volte. L'impatto di questa operazione, ripetuta durante la giornata, è notevole a livello di tempi di produzione. Tuttavia avendo un "Master" stabile, che presenta coppia di attrito molto piccola, e quindi valori di coppia in fase di caricamento e scaricamento simili tra loro e alla coppia nominale, sarà possibile calibrare la linea di produzione meno volte aumentando così l'efficienza macchina e i volumi di produzione.

3.2 Considerazioni preliminari sul pezzo originale

Dovendo rispecchiare la geometria del pezzo di produzione, si è partiti da quest'ultimo modificandolo opportunamente.

Per poter raggiungere l'obiettivo proposto, è stato analizzato ogni singolo componente del DDCS Volkswagen ed è stata cercata ogni causa di attrito all'interno dello stesso.

Quindi tutte le componenti di plastica e i vari anelli elastici sono stati eliminati perché frizionando fra loro o con altri componenti creano attrito, che non dipende solo dai materiali ma anche dallo scorrimento relativo della parti a contatto, e alterano la misura della coppia nominale e quindi la caratteristica del componente. In particolare sono stati eliminati, come possiamo vedere in fig.3.1:

- 1. il supporto della molla smorzante a 'C';
- 2. la molla smorzante a 'C';
- 3. la guarnizione metallica;

- 4. la guarnizione a labbro;
- 5. la molla conica.



Figura 3.1: Componenti eliminati dal pezzo originale

Anche il TVD è stato modificato opportunamente. Poiché bisogna rispettare la geometria del componente originale, il TVD è stato tornito rispettando così l'ingombro assiale del componente. Nelle figure che seguono possiamo vedere come è stato modificato il TVD ai fini del progetto sia su CAD in fig.3.2 che nella realtà in fig.3.3.



Figura 3.2: CAD del TVD tornito



Figura 3.3: TVD tornito

Tuttavia i componenti che più di tutti creano coppie di attrito indeterminate, e che presentano scorrimento relativo, sono le molle ad arco (1-1'). Queste, compresse dal 'Torque Actuator' (2), tendono a deformarsi verso l'esterno impattando e strisciando contro la parete interna dello 'Spring Cup'(3). Generano una coppia di attrito indeterminata che varia a seconda della compressione che subiscono le molle. Le forze di attrito sono due, una per ogni molla, molto simili in quanto il sistema è simmetrico. Un CAD del sistema è mostrato nella fig.3.4. Questo fenomeno è la causa principale di attrito all'interno del componente.

Lo studio si è focalizzato sulla ricerca di una soluzione atta ad evitare lo scorrimento relativo tra i due componenti che entrano in contatto durante le fasi di caricamento e scaricamento delle molle.



Figura 3.4: Sistema: Molle, Torque Actuator, Spring Cup

3.3 Soluzione per evitare lo scorrimento relativo tra molle e Spring Cup

Per far fronte al problema dello scorrimento relativo che vi è tra le molle e lo Spring Cup, con conseguente generazione di una coppia di attrito, sono state progettate diverse soluzioni. Fin da subito si è capito che l'unico modo di evitare che le molle sfregassero sulla superficie interna dello Spring Cup è quello di riuscire in qualche modo a vincolarle. Quindi, seguendo questa idea, tutte le varie soluzioni presentano una caratteristica in comune ovvero la presenza di un anello che sarà posto al centro della puleggia, sede delle molle, e che possiede un sistema che sia in grado di trattenere le molle. Per la soluzione proposta è stato necessario modificare alcuni componenti. Tali modifiche verranno spiegato in seguito.

3.3.1 Anello con supporti circolari

La soluzione a cui si è giunti per evitare che si generi la coppia di attrito proporzionale è di progettare un anello che, posizionato al centro della puleggia, impedisca alle molle di deformarsi radialmente. Questo deve presentare una geometria tanto semplice quanto funzionale e pertanto si è pensato di realizzare due supporti circolari, uno per ciascuna molla. Il progetto è raffigurato nelle figure seguenti, sia in vista frontale che isometrica:



Figura 3.5: Vista anteriore anello con anellini



Figura 3.6: Vista isometrica anello con anellini

Per facilitare l'inserimento delle molle negli appositi supporti circolari, questi sono stati progettati eseguendo i passaggi seguenti:

- Spessore dell'anellino;
- Diametro del filo con cui è costruita la molla;
- Scostamento destro rispetto alla sezione centrale della spira di un angolo pari all'angolo dell'elica della spira;
- Scostamento sinistro rispetto alla sezione centrale della spira di un angolo pari all'angolo dell'elica della spira.

e quindi i relativi calcoli considerando le grandezze rappresentate in fig.3.7:



Figura 3.7: Parametri ingombro spira centrale

Pertanto l'ingombro della spira centrale per uno spessore del supporto circolare di 5mm vale:

$$D_{anellino} = D_{filo} + a + a'$$

con:

- $D_{filo} = 4.35mm;$
- $a = \sqrt{i^2 b^2}$
- $i = b \cdot cos(\theta)$
- $a' = \sqrt{i'^2 b'^2}$
- $i' = b' \cdot cos(\theta')$

attraverso questi semplici passaggi si può valutare l'ingombro massimo della spira, che risulta essere pari a:

$$D_{anellisno} = 5.18mm$$

maggiorato per evitare errori in fase di lavorazione del componente reale a:

$$D_{anellino} = 5.20mm$$

Con riferimento alla fig.3.6, si può notare la presenza, all'interno dell'anello, di una sede per una gabbia lineare a rulli. Questa sede è stata progettata rispettando le tolleranze richieste dalla casa produttrice della gabbia a rulli e in particolare sono state rispettate le tolleranze dimensionali come riportato di seguito nelle figure:



Figura 3.8: Modulo gabbia a rulli

Tabella dimensi	onale · Dimens	sioni in m	m		A Station of the	-			14-20			SAMPLE	14	No.
Diametro corpi volventi	Sigla				Peso per $L_k = 1000 \text{ mm}$	Dimensioni								
	FF	н	BF	HR	g	в	Dw	Lw	t	е	a	L _K max.	le	Ze ¹)
2	FF 2010				46	10	2	6,8	-	-	2	-	32	7
		H 10			63	10	2	6,8	4,5	3,5	-	3000	-	-
2,5	FF 2515				84	15	2,5	9,8	-	-	2,5	-	45	8
		H 15	1 A. C. M.		120	15	2,5	9,8	5	3,5	-	3000	-	-

Figura 3.9: Tabella caratteristica dimensionale

Fattori di carico di gabbia relativ	per una lunghezza ra a 10 corpi volventi	Dimensioni	di montaggio		Guide piane relative
C N	C ₀ N	E	E ₁ min.	н	
11800	28 000	10,3+0,2	7	1,7	J 3525, S 3525
11800	28 000	10,3+0,2	7	1,7	
21200	52 000	15,3+0,2	10	2,2	J 4025, S 4025
21200	52 000	15,310,2	10	2,2	

Figura 3.10: Tabella caratteristiche di montaggio rulli
La scelta è ricaduta, in fig.3.10, sulla classe di tipo FF che, secondo questo catalogo, consiste in dei moduli di gabbia a rulli. Questi permettono un facile assemblaggio in quanto presentano delle giunzioni che consentono di incastrarli tra loro senza far uso di collanti.

Il progetto di questo anello è stato fatto valutando gli ingombri radiali del componente assemblato. Per evitare che le molle, a causa della presenza di questo anello aggiuntivo, vadino ad impattare lo Spring Cup prima che il Torque Actuator le comprima, è stato ridotto il diametro interno della puleggia dove andrà inserito l'anello. Il diametro in considerazione è quello rappresentato nella figure seguente:



Figura 3.11: CAD del diametro della puleggia tornita

Con $D_{fin} = 69mm$ che rappresenta il diametro finale della sede dell'anello affinché questo entri perfettamente senza giochi. Prima di presentare il progetto al referente per la relativa produzione, viene svolta un'analisi strutturale per valutare se effettivamente l'anello sia in grado di resistere alle sollecitazioni generate dalle molle.

3.4 Eliminazione coppia generata dallo scorrimento assiale

Dopo aver eliminato sia le coppie di attrito generate dai componenti che quella radiale generata dallo scorrimento relativo delle molle contro lo Spring Cup, si analizza il componente ipotizzando l'inserimento dell'anello con i supporti circolari delle molle. Con l'aggiunta di questo componente si viene a creare uno scorrimento assiale tra le molle e la puleggia sede delle molle stesse. Si genera un coppia di attrito assiale che seppur dell'ordine di qualche Nm che però sarebbe opportuno eliminare per una corretta progettazione del "Master" funzionale in esame.

Nel pezzo reale le molle sono posizionate sulla puleggia su uno strato di grasso che attenua lo sfregamento. Nel "Master" creato, il problema si sarebbe potuto risolvere semplicemente inserendo un lubrificante fra le due superfici a contatto, ma questa soluzione, con il passare del tempo, potrebbe compromettere la stabilità dei valori caratteristici del "Master" che si intende ottenere.

I problemi principale che si intende risolvere sono lo scorrimento radiale della superficie della molla a contatto con il Torque Actuator e lo scorrimento assiale delle molle sulla puleggia.

Per far fronte a questi due problemi si è deciso di progettare un nuovo Torque Actuator che sia in grado di sollevare il sistema molle-anello affinché queste lavorassero sospese all'interno del decoupler. In questa maniera è possibile eliminare gli scorrimenti fra i componenti in esame.

3.4.1 Torque Actuator modificato

Per la realizzazione di questo componente si è partiti dal Torque Actuator originale rispettando l'ingombro radiale e assiale. Nelle figure seguenti sono rappresentati entrambi:



Figura 3.12: Torque Actuator



Figura 3.13: Prototipo Torque Actuator

La differenza sostanziale è la presenza di due 'alette' su entrambi i rami del componente.

Nel Torque Actuator originale la presenza dei rami consente la compressione delle molle. Questi, a seguito della rotazione impartita dall'albero motore, entrano in contatto con le molle comprimendole. Nel Torque Actuator progettato le 'alette' servono ad agganciare le molle, nella cavità interna della spirale, impedendo così che scorrano verso l'esterno.

Un altro particolare fondamentale, visibile sempre in fig.3.13, è la presenza di uno scalino nella parte centrale del Torque Actuator progettato. Lo scalino è stato creato per permettere al sistema anello-molla di traslare verso l'alto. La traslazione è resa possibile dalle 'alette' del Torque Actuator progettate in modo tale da agganciare diametralmente le molle. A riposo il sistema anello-molle si trova completamente appoggiato sulla puleggia ma quando le molle iniziano ad essere compresse dal Torque Actuator queste sono costrette a sollevarsi in quanto le alette sono poste ad una altezza dal diametro interno pari allo spessore aggiunto nella parte centrale del componente progettato. In fig.3.14 è presente una sezione del componente assemblato in ambiente CAD in cui sono stati inseriti sia l'anello con supporti circolari sia il Torque Actuator.



Figura 3.14: Vista in sezione del "Master" semplificata



Figura 3.15: Particolare vista in sezione

In fig.3.15 è messo in evidenza il gioco presente tra molla e Spring Cup (a = 0.90mm)e lo spessore creato sul nuovo Torque Actuator (b = 0.90mm), che sono pari alla distanza fra la mezzeria dell'aletta del Torque Actuator e il diametro centrale della molla. In questa maniera una volta agganciata la molla, insieme all'anello, si porterà più su rispetto alla configurazione di riposo, lavorando senza scorrere sulla puleggia. Sempre in fig.3.15 si può notare lo spazio creato per permettere all'anello di traslare verso l'alto. Anche per questo progetto è stata condotta un'analisi FEM prima di procedere alla relativa realizzazione.

Capitolo 4

Analisi FEM

In questo capitolo vengono presentate le analisi numeriche a elementi finiti eseguite sui componenti progettati tramite il simulatore ANSYS.

L'analisi FEM (Finite Element Method) consente di determinare la soluzione numerica approssimata di un sistema di equazioni differenziali mediante risoluzione di un sistema di equazioni algebriche equivalenti. Solitamente le equazioni da risolvere sono di tipo lineare, mentre vi sono casi in cui si vanno ad utilizzare equazioni non lineari come ad esempio quando vi è strisciamento tra due corpi a contatto. A differenza delle equazioni lineari, questo tipo di equazioni implicano un elevato peso computazionale che aumentano di molto il tempo di calcolo e di risoluzione del problema.

Lo scopo delle prime due simulazioni è verificare quanto la molla si deformi a seguito della massima compressione possibile a cui viene sottoposta e verificare l'entità dello scorrimento relativo tra molla e Spring Cup nonché valutare di quanto si discostano i risultati del FEM dalle prove sperimentali.

Per quanto riguarda le simulazioni dei componenti progettati, lo scopo è di determinare il materiale opportuno per la loro realizzazione evitando di superare il limite di snervamento a causa del carico a cui sono sottoposti. Le fasi seguite nelle varie analisi effettuate sono le seguenti:

- Fase 1: Definizione della geometria del modello;
- Fase 2: Definizione delle proprietà dei materiali;
- Fase 3: Definizione della mesh;
- Fase 4: Assegnazione dei carichi e dei vincoli;
- Fase 5: Soluzione e visualizzazione dei risultati.

4.1 Deformazione molla

In questa simulazione abbiamo potuto verificare l'effettiva deformazione della molla a seguito dello spostamento angolare massimo a cui essa è sottoposta.

Modello

Il modello è quello della sola molla presente nel decoupler:



Figura 4.1: Modello della molla implementato su ANSYS

Materiale

Nella tabella seguente vengono definite le principali caratteristiche del materiale della molla:

Densità $[g/cm^3]$	7,85
Modulo di Young $[MPa]$	206
Coefficiente di Poisson	$0,\!29$
Modulo di Taglio $[MPa]$	79500

Acciaio molle VDSiCrV

Queste caratteristiche andranno inserite nel simulatore in modo tale da ottenere il modello costitutivo di materiale per la simulazione da effettuare.

\mathbf{Mesh}

Una volta importata la geometria del modello e definito il materiale, si genera la mesh. Questa non è altro che la discretizzazione del modello. Affinché si generi una buona mesh è necessario valutare la dimensione del modello e porre attenzione principalmente ad eventuali raccordi e spigoli vivi e alle zone di particolare interesse ai fini di ottenere un buon risultato della simulazione. Bisogna tenere in considerazione che la soluzione è tanto più precisa quanto più la discretizzazione del dominio è fitta. Tuttavia infittire di molto la mesh implica anche un maggior numero di nodi ed elementi che aumentano il tempo computazionale della soluzione. La massima dimensione degli elementi che compongono la mesh è stata impostata pari a 1mm. Gli elementi utilizzati sono tetraedri e sono pari a 84734. A questi corrispondono un numero di nodi pari a 133645.



Figura 4.2: Mesh del modello

La mesh risultante è regolare e approssima molto bene la geometria del modello.

Vincoli e spostamenti

La molla è composto da una sequenza di spire. Per far sì che queste non si compenetrino è stato aggiunto un tipo di contatto chiamato 'Frictional'. Questo impedisce la compenetrazione tra le spire. Per maggiore chiarezza vediamo in fig.4.3 dove è stato inserito il contatto:



Figura 4.3: Contatto di tipo 'Frictional' tra le spire della molla

Dopo questa considerazione importante, definiamo le condizioni al contorno definendo i vincoli e gli spostamenti a cui è sottoposta la molla all'interno del decoupler. Innanzitutto pongo un vincolo fisso ('Fixed support') in una delle due estremità della molla, mostrato in fig.4.4:



Figura 4.4: Vincolo fisso imposto alla molla

e successivamente uno spostamento angolare della molla dal lato opposto al vincolo fisso. Lo spostamento angolare o 'Remote displacement', in questo caso, è stato preferito rispetto ad una coppia come sollecitazione del modello in quanto computazionalmente è più semplice risolvere il modello con lo spostamento relativo. Tale spostamento non è casuale ma determinato dai parametri da disegno ed in particolare deriva da:

$$\theta_{RD} = \theta_{FA} - \theta_{BA} = 112 - 82 = 30[deg]$$



Figura 4.5: Spostamento relativo imposto alla molla

con:

- θ_{FA} :(Free Angle) angolo della molla a riposo;
- θ_{BA} :(Block Angle) angolo della molla compressa;
- θ_{RD} :(Remote Displacement) spostamento angolare della molla.

Dall'equazione precedente lo spostamento angolare relativo è di 30[deg] intorno all'asse X secondo il sistema di riferimento. I restanti spostamenti e rotazioni lungo gli assi sono stati bloccati e imposti quindi pari a 0. Nella figura 4.6 si può notare il vincolo 'Remote Displacement' applicato alla spira opposta dove è stato applicato il 'Fixed Support' che consente una rotazione intorno ad X del modello:



Figura 4.6: Spostamento angolare imposto alla molla

Risultati

Generato il modello geometrico, generata la mesh e il modello costitutivo, inseriti i vincoli e i parametri di ingresso è possibile far partire la simulazione e analizzare il risultato ottenuto.



Figura 4.7: Spostamento lungo Z della molla

Come possiamo vedere dalla fig.4.7 lo spostamento massimo lungo l'asse Z del sistema di riferimento, è pari a 20,26mm. Ma l'ingombro della molla all'interno del decoupler è solo pari a:

$$z = d - d_{est_{molla}} = 3,45mm$$

con:

• $d = 26,25mm \rightarrow \text{differenza tra i diametri della puleggia, sede della molla;}$

•
$$d_{est_{molla}} = 22,80mm$$

In fig.4.8 possiamo vedere a cosa si riferiscono le distanze:



Figura 4.8: Ingombro della molla nel decoupler

Dalla simulazione risulta che, nel momento in cui la molla viene compressa dalla posizione di riposo fino alla compressione massima questa andrà ad impattare lo Spring Cup generando una coppia di attrito.

4.2 Scorrimento relativo tre molla-Spring Cup

Lo scopo di questa simulazione è valutare l'entità della coppia di attrito che si crea all'interno del decoupler a causa dello scorrimento relativo che vi è tra molla e Spring Cup.

Modello

Si inizia con l'implementazione del modello sul programma di simulazione:



Figura 4.9: Modello completo molla-Spring Cup



Figura 4.10: Modello molla-Spring Cup

In fig.4.9 viene rappresentato il modello completo molla-Spring Cup che risulta essere simmetrico. Pertanto basta valutare la coppia di attrito di una sola molla che striscia contro metà Spring Cup e poi moltiplicarla per 2 per ottenere quella complessiva. Per questo è stato considerata una geometria semplificata. I restanti componenti sono inutili ai fini della simulazione in quanto non soggetti a scorrimento relativo.

Materiali

Il modello è formato da due corpi e per ognuno è stato definito il rispettivo materiale. Le caratteristiche del materiale della molla sono le stesse della simulazione precedente, visibili in 4.1, mentre le caratteristiche del materiale con cui viene realizzato lo Spring Cup sono rappresentate nella tabella seguente:

Tabella 4.2: Caratteristiche acciaio DC04

Acciaio DC04

Densità $[g/cm^3]$	7,85
Modulo di Young $[MPa]$	206
Coefficiente di Poisson	0,3

Mesh

Implementato il modello, viene generata la mesh:



Figura 4.11: Mesh del modello molla-Spring Cup

anche per questo modello viene impostata una mesh con elementi tetraedrici. Tuttavia la dimensione degli elementi non è la stessa. In particolare:

- 1mm per la molla;
- 2mm per la superficie dello Spring Cup a contatto con la molla;
- 4mm per la restante parte dello Spring Cup.

Le superfici a contatto vengono discretizzate in maniera più fine in quanto si vuole ottenere una soluzione più precisa in questa corrispondenza. Il numero degli elementi di questa simulazione è pari a 106878 mentre il numero dei nodi è pari a 175430.

Sarebbe stato opportuno che le due superfici in cui si verifica lo strisciamento relativo presentassero la stessa grandezza degli elementi, tuttavia questo non è stato possibile in quanto sarebbe aumentato troppo il numero degli elementi e dei nodi con conseguente incremento del tempo di calcolo. L'eliminazione degli altri componenti del decoupler è servita ad avere un minor numero di nodi e quindi di elementi e rendere quindi più rapido il calcolo.

Vincoli e spostamenti

Prima di procedere con l'inserimento dei vincoli è bene fare delle considerazioni sulle superfici a contatto all'interno del nostro modello semplificato. Si impongono delle condizioni affinché il programma capisca che i corpi sono a contatto, o meglio lo saranno a seguito della compressione angolare della molla.

Vengono imposti due contatti di tipo 'Frictional'. Il primo per evitare la compenetrazione delle spire della molla, come imposto nella simulazione precedente, e il secondo per simulare la reale condizione di attrito nel contatto tra molla e Spring Cup, quest'ultimo mostrato in fig.4.12.



Figura 4.12: Contatto di tipo 'Frictional' fra molla e Spring Cup

Proprio in questa corrispondenza il programma calcolerà per via numerica la forza di attrito.

Nella realtà vi è un contatto Acciaio-Acciaio. Secondo normativa DIN 7190 utilizzata dall'azienda, il coefficiente di attrito da utilizzare quando si hanno due corpi in acciaio a contatto vale $0,05 \div 0,20$. Tuttavia, a seguito di notevoli prove sperimentale e analitiche svolte precedentemente all'interno dell'azienda, il coefficiente di attrito relativo a questo modello è stato valutato pari a 0.12.

Le condizioni al contorno, e quindi i vincoli, inseriti in questo modello sono due:

- sulla parte sinistra della molla, come in fig.4.4, che possiamo vedere in fig.4.13;
- sulla superficie esterna dello Spring Cup, come in fig.4.14.



Figura 4.13: Fixed support della molla



Figura 4.14: Fixed support dello Spring Cup

Anche lo spostamento angolare della molla è stato imposto alla stessa maniera del modello precedente e quindi pari a 30[deg].



Figura 4.15: Remote displacement della molla all'interno dello Spring Cup

Terminate le fasi preliminare di preparazione del modello, di generazione della mesh e di introduzione dei vincoli e spostamenti, è possibile far partire la simulazione.

Risultati

Al termine della simulazione, vengono analizzati i seguenti risultati in riferimento al contatto fra molla e Spring Cup:

• Stato del contatto



Figura 4.16: Stato del contatto 'Frictional' tra molla e Spring Cup



Figura 4.17: Particolare dello stato del contatto 'Frictional'

In fig.4.16 possiamo vedere se il contatto di tipo 'Frictinal' precedentemente inserito è stato inserito correttamente ovvero se effettivamente i corpi non si sono compenetrati. Dalla scala cromatica dell'immagine si vede che non vi sono elementi del modello 'Over Constrained' ovvero troppo vincolati e non vi sono elementi 'Sticking' ovvero che si sono compenetrati. In fig.4.17 l'immagine precedente è stata ingrandita in modo tale da poter osservare gli elementi del modello della molla che strisciano ('Sliding') al contatto con si può osservare gli elementi che invece strisciano al contatto con lo Spring Cup.

• Pressione nel contatto



Figura 4.18: Vista dall'alto della pressione di contatto



Figura 4.19: Zoom della spira con massima pressione di contatto

Nella fig.4.18 si può osservare la pressione massima di contatto del modello in esame nelle zone in cui i componenti entrano in contatto. Nella spira centrale, in fig.4.19, si raggiunge la pressione massima pari a 297.9 MPa comunque non abbastanza elevata da compromettere l'integrità sia dello Spring Cup che della molla.

Si passa adesso ad analizzare i risultati principali, scopo della simulazione effettuata:

• Force Reaction



Figura 4.20: Risultante della reazione vincolare dello Spring Cup

In fig.4.20 è mostrato il verso della reazione vincolare totale del modello ottenuta dalla simulazione e il suo modulo è pari a 937, 37[N], valore calcolato dal programma nell'ultimo step della simulazione. La reazione vincolare totale presenta le seguenti componenti lungo il sistema di riferimento:

- $-F_X = 16,646N$
- $-F_Y = 368,88N$
- $-F_Z = -872,44N$

Trascurando la componente in X, che risulta essere molto piccola, attraverso semplici passaggi possiamo risalire alla forza di attrito tangenziale fra molla e Spring Cup.

I passaggi matematici sono i seguenti:

- $F_{tot} = \sqrt{F_Z^2 + F_Y^2} = 947.22N$: Reazione vincolare totale a meno della componente in X;

- $-F_{tang_{tot}} = F_{tot} \cdot \mu = 113.66N$ $con: \mu = 0.12 \rightarrow \text{coefficiente di attrito;}$
- $-T_{fr} = F_{tang_{tot}} \cdot r = 7.13Nm$ $con : r = 0.06275m \rightarrow$: raggio interno dello Spring Cup.

Pertanto la coppia di attrito totale all'interno del decoupler, considerando il modello completo risulta essere pari a:

$$T_{fr_{tot}} = T_{fr} \cdot 2 = 14.26N$$

• Moment Reaction



Figura 4.21: Risultante del momento intorno al centro di rotazione della molla

Come ultimo risultato, ma non meno importante, si è ottenuto il momento risultante intorno al centro di rotazione della molla. in fig.4.21 viene visualizzato la direzione del vettore risultante mentre il modulo, visualizzato nell'ultimo step della simulazione, è pari a:

$$T_{tot_{molla}} = 70.714 Nm$$

anch'esso somma vettoriale dei momenti generati sulle tre componenti del sistema di riferimento e pari a:

- $-T_X = 70,696Nm$
- $-T_Y = -1.4877Nm$
- $-T_Z = -0.56151Nm$

I contributi dei momenti lungo Y e Z sono quasi del tutto nulli e il momento principale è lungo X.

 $T_{tot_{molla}}$ è il momento totale del modello in esame, la metà della coppia in salita del ciclo di isteresi caratteristico del decoupler. La coppia totale del modello completo è pari a:

$$T_{tot} = T_{tot_{molla}} \cdot 2 = 141.428Nm$$

Avendo a disposizione il valore della coppia di attrito, dal risultato precedente, è possibile valutare la coppia nominale totale del decoupler:

$$T_N = T_{tot} - T_{fr_{tot}} = 127.1629 Nm$$

E' stata svolta anche un'altra simulazione identica, sostituendo esclusivamente l'angolo di 'Remote displacement' e imponendolo pari a 20[deg]. I risultati ottenuti sono i seguenti:

$\theta \; [\mathrm{deg}]$	20
$F_Y[N]$	245,92
$F_Z[N]$	581,6267
$F_{tot}[N]$	631,4794
$\mu[-]$	0,12
r[mm]	62,75
$F_{tang_{tot}}[N]$	75,77753
$T_{fr}[Nm]$	4,75504
$T_{fr_{tot}}[Nm]$	9,51008
$T_{tot_{molla}}[Nm]$	47,14267
$T_{tot}[Nm]$	94,28533
$T_N[Nm]$	84,77525

Tabella 4.3: Add caption

Grazie a svariate prove sperimentali effettuate sul componente, ottenute al banco prova torsiometrico, possiamo confrontare i risultati numerici ottenuti e valutare l'errore introdotto dal risolutore.

Nella tabella 4.4, vengono confrontati i valori analitici e sperimentali sia della coppia totale che della coppia nominale nonché l'errore relativo:

 Tabella 4.4:
 Errore relativo rispetto ai dati sperimentali

		FEM	Sperimentale	e_r
$\theta = 30[deg] \mid \begin{array}{c} T_{i} \\ T \end{array}$	T_{tot}	141,43	143,19	$1,\!23$
	T_N	127,16	127,60	$0,\!34$
$\theta = 20[deg] \left \begin{array}{c} T_{tot} \\ T_N \end{array} \right $	T_{tot}	94,29	99,02	4,78
	T_N	84,78	85,31	$0,\!63$

con:

$$e_r = \frac{T_{Sperim.} - T_{FEM}}{T_{Sperim.}}$$

Dallo svolgimento di questa analisi strutturale è possibile valutare il valore di rigidezza nominale della molla che è pari a:

$$K = \frac{T_N}{\theta} = 4.2 \left[\frac{Nm}{deg}\right]$$

coincidente con il valore di rigidezza da disegno e anche con la maggior parte delle prove sperimentali effettuate.

4.3 Analisi statica dei nuovi componenti progettati

Questi componenti sono sollecitati a determinate forze e quindi prima di procedere con la loro realizzazione è buona norma eseguire un'analisi statica per valutare se questi, in funzione dei materiali con cui verranno realizzati, resistono alle sollecitazioni a cui sono soggetti.

4.3.1 Anello con supporti circolari a trazione

Iniziamo con lo studiare il comportamento statico dell'anello progettato per vincolare la spira centrale delle rispettive molle i cui supporti delle spire sono rappresentati da due anellini, come ricordiamo dalla fig.3.5. Questo sarà soggetto ad una forza di trazione non indifferente.

Lo scopo di questa simulazione è definire uno spessore dell'anello in base al materiale disponibile all'interno dell'azienda affinché questo non si deformi durante l'utilizzo nel componente.

Con riferimento alla figura 4.22, viene stimato il modulo della forza di trazione agente sull'anello utilizzando i parametri caratteristici del decoupler da disegno. Sono state considerate le tolleranze massime che i parametri potrebbero raggiungere:

- $K = 4.2 \pm 15\% \rightarrow 4.83 \left[\frac{Nm}{deq}\right]$, rigidezza della molla;
- $T_N = 53 \div 66 \rightarrow 66[Nm]$, coppia nominale calcolata ad una posizione della molla pari a $\theta = 14[deg]$;
- $\%T_d = 17.5\% \pm 7.5\% \rightarrow 25\%$, percentuale coppia di attrito sulla molla.



Figura 4.22: Analisi di massima della forza a cui è soggetto l'anello

In fig.4.22 abbiamo:

- $\theta = 30$ [deg], angolo di compressione massima;
- $\alpha = 15$ [deg], angolo tra la risultante delle forze F e la forza tangenziale F_t ;
- $\beta = \frac{\pi}{2} \alpha = 75[\text{deg}];$
- $R_m = 50.85mm$, raggio medio della molla;
- $R_e = R_m + \frac{D_{molla}}{2} = 50.85 + \frac{22.8}{2} = 62.25mm$
- $R_i = R_m \frac{D_{molla}}{2} = 50.85 \frac{22.8}{2} = 39.45mm$
- F_t : forza tangenziale;
- F_n : forza normale o di trazione.

In base a questi dati possiamo dare una stima della forza di trazione F_n seguendo questi semplici passaggi:

• calcolo della coppia nominale ad una posizione di 30[deg]:

$$T_{N_{max}} = \frac{T_{N_{14}} \cdot \theta_{30}}{\theta_{14}} = 141.429Nm$$

• calcolo della coppia massima alla stessa posizione:

$$T_{1_{max}} = T_{N_{max}} + T_{N_{max}} \cdot T_d = (1 + 0.25) \cdot 141.429 = 176.786Nm$$

• calcolo della forza tangenziale massima:

$$F_t = \frac{T_{1_{max}}}{R_m} = 3476.61N$$

• calcolo della forza nominale o di trazione massima:

$$F_n = F_t \cdot \sin(\alpha) = 899.813N$$

Quindi la forza di trazione massima totale è circa pari a 900 N. Ma all'interno del decoupler vi sono due molle che agiscono contemporaneamente quindi questa forza va ripartita su entrambi i supporti. Segue che la forza di trazione agente su un anellino è pari a:

$$F_{n_{anellino}} = \frac{F_n}{2} = 449.907N$$

Questa forza verrà inserita nel programma di risoluzione numerica come carico agente sul modello di anello che si andrà ad implementare.

Modello

Il modello impostato è il seguente riportato in fig.4.23:



Figura 4.23: Modello implementato sul programma dell'anello

Materiale

Il materiale usato per la realizzazione di questo componente è l'acciaio C45E disponibile all'interno dell'azienda e usato per la realizzazione dei prototipi. Questo materiale presenta le seguenti caratteristiche:

Acciaio C45E		
Densità	$7,8g/cm^3$	
Modulo di Young	190 GPa	
Coefficiente di Poisson	0, 29	
Tensione di snervamento (σ_s)	$310 \div 440 MPa$	

 Tabella 4.5:
 Caratteristiche principali Acciaio C45E

\mathbf{Mesh}

In questa simulazione si è utilizzata una mesh formata da elementi a forma di esaedri regolari come si può osservare nella figura seguente:



Figura 4.24: Mesh del modello di anello

La dimensione massima degli elementi è stata impostata pari a 1mm e risulta uniforme e ben distribuita su tutto il modello. Sono state effettuate correzioni in corrispondenza dei raccordi dei supporti circolari in cui vi erano degli elementi poco definiti. Il numero dei nodi e degli elementi che formano la mesh del modello è pari a 67366 e a 14080 rispettivamente.

Vincoli e carichi

I vincoli sono stati attribuiti al modello in questa maniera:



Figura 4.25: Vincolo fisso sul modello dell'anello

Sono stati posti due 'Fixed support' su due linee geometriche, 'Edge', che fanno parte del modello di anello esaminato. La preferenza di vincolare in modello in quelle linee è dovuta ad una maggiore semplicità di calcolo ma anche al fatto che l'anello realmente non è vincolato ed è libero di ruotare attorno alla sede creata appositamente sulla puleggia.

Per rendere ancora più simile alla realtà il modello è stato imposto anche un'altra condizione al contorno chiamata 'Compression Only Support' mostrato in fig.4.26:



Figura 4.26: Vincolo di deformazione sul modello dell'anello

Nella realtà, vista la presenza della gabbia lineare a rulli inserivata nella sede creata nell'anello, le pareti laterali interne della sede non possono deformarsi verso l'interno dell'anello. Questo vincolo impedisce la deformazione della superficie su cui è applicato solo in direzione normale alla superficie stessa mentre nella direzione opposta è libera di deformarsi.

Le sollecitazioni che le molle provocano sui rispettivi supporti circolari sono state inserite nel modello attribuendole alle superfici su cui agiscono. Sono forze opposte e simmetriche rispetto al piano XZ secondo il sistema di riferimento e sono state applicate in questa maniera:



Figura 4.27: Forza di trazione che agisce sull'anellino superiore



Figura 4.28: Forza che agisce sull'anello inferiore

Risultati

Sono state fatte varie simulazioni variando di volta in volta lo spessore dell'anello affinché l'anello non raggiunga il limite di snervamento imposto dal materiale. Nella tabella 4.6 vi sono tutti gli spessori provati e le relative tensioni massime raggiunte:

ellini (materiale C45E)
σ_{max} [MPa]
$684,\!25$
$621,\!595$
$598,\!94$
$401,\!55$
$285,\!99$

Tabella 4.6: Tensioni massime raggiunte in funzione degli spessori utilizzati

Si sarebbe potuto scegliere uno spessore di 1.2mm in quanto dalla simulazione corrisponde un valore di tensione massima raggiunta pari a 401.55MPa, rispettando l'intervallo del limite di snervamento del materiale utilizzato. Tuttavia il limite massimo dell'intervallo è riferito all'acciaio C45E temprato, ma le tempistiche di realizzazione si sarebbero allungate notevolmente insieme a dei costi più elevati.

Pertanto lo spessore considerato è pari a 1.55mm con una tensione massima raggiungibile pari a 285.99MPa che si trova al di sotto del limite inferiore di tensione di snervamento del materiale e per il quale non servirà nessun tipo di trattamento. Nelle figure seguenti si possono osservare i risultati della simulazione.



Figura 4.29: Tensione massima raggiunta dal modello



Figura 4.30: Particolare della tensione massima raggiunta dal modello

La figura 4.30 mostra la zona in cui si verifica la tensione massima. Questa è raggiunta in corrispondenza dei raccordi dei supporti circolari dell'anello.



Figura 4.31: Deformazione totale del modello dell'anello

In quest'ultima figura si osserva la deformazione massima raggiunta dall'anello a seguito dei carichi di trazione. Questa è massima in corrispondenza dei supporti circolari e diminuisce man mano che ci si allontana dalla superficie di applicazione del carico. Tuttavia la deformazione totale è dell'ordine dei centesimi di millimetro e non causerà problemi a livello di ingombri radiali all'interno del decoupler una volta che verrà testato il componente finale al banco prova torsiometrico.
4.3.2 Progetto del Torque Actuator

Lo scopo di questa simulazione è trovare un materiale adatto alla realizzazione del Torque Actuator progettato, che sia in grado di sopportare le sollecitazioni a cui quest'ultimo è sottoposto.

Modello

Si procede, come seguito per le precedenti simulazioni, con la prima fase: l'implementazione del modello sul programma.



Figura 4.32: Modello completo del Torque Actuator



Figura 4.33: Modello semplificato del Torque Actuator

In fig.4.33 è raffigurata la geometria semplificata del modello in esame. Semplificazione eseguita in quanto entrambe le alette sono soggette ai stessi carichi.

Materiale

Il modello costitutivo di materiale implementato nel programma è l'acciaio C45E, lo stesso utilizzato nella simulazione dell'anello con supporti circolari. Le caratteristiche sono quindi riportate nella tabella 4.5.

\mathbf{Mesh}

Implementato il modello e inserito il materiale, viene generata la mesh:



Figura 4.34: Mesh del modello del Torque Actuator

E' stata imposta una grandezza degli elementi del modello pari a 2mm e un 'Face Sizing' che possiamo vedere nella figura in basso:



Figura 4.35: Particolare della mesh del Torque Actuator

Il 'Face Sizing' è un tool disponibile all'interno del programma di simulazione che permette di ridurre o aumentare il numero degli elementi delle facce considerate. In

questa simulazione è stato utilizzato su un lato dell'aletta del modello semplificato del Torque Actuator.

Il numero di elementi totale è pari a 72982 a cui corrispondono 111840 nodi.

Vincoli e carichi

Il Torque Actuator viene montato sul mozzo centrale del decoupler e vincolato attraverso dei pin piantati nelle apposite sedi presenti sia nel mozzo che nel Torque Actuator. Infine il componente viene imbullonato sulla parte frontale del motore. Quindi i vincoli che presenta il modello considerato sono: I vincoli fissi che presenta il modello in esame riguardano sia l'assemblaggio con il mozzo centrale del decoupler per mezzo dei pin sia il montaggio del componente sul blocco motore. Pertanto i vincoli vengono inseriti, come mostrato in fig.4.36, nelle rispettive sedi dei pin e dei bulloni.



Figura 4.36: Vincoli fissi del Torque Actuator

Aggiunti i vincoli, vengono inserite le forze. La forza tangenziale massima $(F_{t_{max}})$, ricavata nei calcoli effettuati nella sezione precedente, è la sollecitazione a cui è soggetto il modello di questa simulazione. Tuttavia ci sono due accorgimenti da fare:

- 1. La forza tangenziale da attribuire al modello non è più quella massima poiché questa tiene conto della coppia di attrito che si genera tra molla e Spring Cup, bensì quella calcolata dalla coppia nominale.
- 2. La forza tangenziale nominale è calcolata sul raggio di curvatura medio della molla, zona in cui non vi è contatto in quanto la molla è cava. Quindi bisogna considerare le forze agenti sulle superfici a contatto con la molla.

Facendo riferimento alla figura 4.22 dove sono stati calcolati sia il raggio esterno della molla (R_e) che quello interno (R_i) , si può intuire che le superfici a contatto con il Torque Actuator sono due. Queste presentano una superficie pari alla sezione del filo di cui è composta la molla. Verranno considerate agenti al centro delle superfici interessate. A seguito di questa ipotesi è possibile calcolare i raggi di applicazione delle forze:

$$R_{e_{molla}} = R_e - \frac{D_{filo}}{2} = 60.365mm$$
$$R_{i_{molla}} = R_e + \frac{D_{filo}}{2} = 41.325mm$$

con:

• $D_{filo} = 4.35mm$

Adesso risolvendo questo semplice sistema:

$$\begin{cases} R_m \cdot F_t = R_{e_{molla}} \cdot F_{t_1} + R_{i_{molla}} \cdot F_{t_2} \\ F_t = F_{t_1} + F_{t_2} \end{cases}$$

con:

$$F_t = \frac{C_n}{R_m} = \frac{140000[Nmm]}{50.85[mm]} = 2753.2N$$

otteniamo le forze tangenziali incognite:

•
$$F_{t_1} = 1376.6N$$

• $F_{t_2} = 1376.6N$

ma per poterle applicare al modello semplificato occorre dividerle ulteriormente :

•
$$F_{t_{1-molla}} = \frac{F_{t_1}}{2} = 688.3N$$

•
$$F_{t_{2-molla}} = \frac{F_{t_2}}{2} = 688.3N$$

Queste sono le forze che andranno inserite nel modello in esame, come mostrato in fig.4.37 e in fig.4.38:



Figura 4.37: Forza applicata alla prima superficie di contatto tra molla e Torque Actuator



Figura 4.38: Forza applicata alla seconda superficie di contatto tra molla e Torque Actuator

Risultati

Lanciata la simulazione, i risultati più importanti ottenuti sono:

• Deformazione totale



Figura 4.39: Deformazione totale del Torque Actuator a causa del carico a cui è sottoposto

in cui si può osservare la zona maggiormente deformata che risulta essere la parte più estrema del aletta. Tuttavia lo spostamento massimo è pari a 0.13mm e quindi è trascurabile.

• Tensione massima di deformazione



Figura 4.40: Tensione massima di deformazione del Torque Actuator

Dalla figura riportata sopra, la tensione massima all'interno del componente si raggiunge in corrispondenza di un raccordo interno del modello.

La tensione massima raggiunta è pari a 646.89MPa e confrontata con il valore con il valore della tensione di snervamento dell'acciaio C45E in tabella 4.5 si evince che il nuovo Torque Actuator dovrà essere costruito con un altro materiale.

La scelta è ricaduta sullo stesso materiale con cui viene costruito il Torque Actuator originale e cioè il 16MnCr5 che presenta le seguenti caratteristiche:

Acciaio al cromo 16MnCr5										
Densità	$7,8g/cm^{3}$									
Modulo di Young	190GPa									
Coefficiente di Poisson	0, 29									
Tensione di snervamento (σ_s)	$470 \div 1390 MPa$									

Tabella 4.7: Caratteristiche principali Acciaio al cromo 16MnCr5

Dalla tabella 4.7 la tensione di snervamento massima raggiungibile di questo acciaio al cromo è di 1390MPa. Tuttavia per avere queste determinate caratteristiche meccaniche il materiale ha bisogno di una trattamento specifico di tempra.

Capitolo 5

Realizzazione componenti e "Master" assemblato

Validati i progetti si può passare alla realizzazione. Nella figura 5.1 è rappresentato l'anello con i supporti circolari per le molle. Questo è stato realizzato grazie ad una macchina a controllo numerico(CNC). Il materiale è l'acciaio C45E che presenta le caratteristiche descritte in tabella 4.5.



Figura 5.1: Anello con gabbia a rulli

La gabbia a rulli, e quindi i 5 moduli con cui è composta, si inseriscono perfettamente nella sede creata all'interno dell'anello.

In figura 5.2 è presente la puleggia tornita appositamente per permettere un facile assemblaggio dell'anello:



Figura 5.2: Diametro della puleggia tornita

Si procede, quindi, all'inserimento dell'anello nell'apposita sede creata nella puleggia e il risultato è il seguente, mostrato in figura 5.3:



Figura 5.3: Anello montato sulla puleggia

Dopo aver verificato questo passaggio e che non ci siano stati errori di lavorazione,

si è passati ad inserire le molle nei rispettivi supporti circolari presenti sull'anello. Nella figura 5.4 è possibile osservare questo passaggio:



Figura 5.4: Molle montate nelle apposite sedi

Nell'immagine 5.5 si può osservare la realizzazione del progetto del Torque Actuator. Questo a differenza dell'anello è stato realizzato con un acciaio al cromo 16MnCr5, che presenta le caratteristiche in tabella 4.7, e successivamente trattato termicamente al fine di ottenere un limite massimo a snervamento pari a 1390MPa.



Figura 5.5: Torque Actuator realizzato

Infine si procede all'assemblaggio per componente finale: il "Master" funzionale.



Figura 5.6: "Master" assemblato



Figura 5.7: Particolare "Master" assemblato

I risultati e i relativi test sul banco prova torsiometrico saranno mostrati in seguito.

Capitolo 6

Controlli statistici tramite MSA

6.1 Che cosa è l'MSA

L'"Analisi dei sistemi di misurazione - MSA" è un insieme di metodi di valutazione con lo scopo di determinare se la variabilità dei risultati ottenuti con un sistema di misurazione (strumento di misura, metodo di misurazione, addetti alla misurazione, ecc.) è accettabile in relazione al campo di tolleranza prescritto per la caratteristica di prodotto o parametro di processo oggetto di misurazione.

Le attività di misurazione assumono un ruolo sempre più importante per i processi di produzione, non solo nel settore manifatturiero. Queste sono attività necessarie per condurre in modo corretto decisioni sui procedimenti vari dei processi produttivi Le aziende hanno la necessità di conoscere i giusti valori da attribuire ad un determinato numero di caratteristiche legate al ciclo produttivo e ad elementi materiali sui quali quest'ultimo compie delle trasformazioni. Ed è proprio grazie a queste conoscenze che vengono prese decisioni riguardanti la conduzione dei processi produttivi, come ad esempio l'accettazione o lo scarto dei prodotti. L'azienda compie un serie di processi di misurazione atti a raggiungere il suo obiettivo, che possiamo vedere in figura:



Figura 6.1: Processi di misurazione [4]

Il 'misurando' è una delle proprietà caratteristiche, una grandezza fisica, su cui opera il processo di misurazione. Questa grandezza è incognita e il processo agisce rendendola nota, attribuendogli un 'valore di misura' che costituisce proprio l'esito del processo di misura

Questa trasformazione avviene:

- seguendo una determinata procedura;
- nell'ambito di un determinato contesto sperimentale comprendente condizioni ambientali nel quale esso si svolge e l'operatore al quale è affidato;
- utilizzando un determinato strumento o insieme di strumenti di misura.

Riassumendo: procedura, allestimento sperimentale e strumenti di misura sono gli elementi che costituiscono tutto il processo di misura e quindi il sistema di misurazione.

A causa della presenza di un elevato numero di grandezze che influiscono sul valore di misura, questo non è determinato solo dal misurando e dal sistema di misura utilizzato in quanto è impossibile ottenere una formulazione esatta del modello che lega quest'ultima al valore di misura. Questo valore di misura risulta essere a tutti gli effetti una variabile casuale descritta da una distribuzione statistica e pertanto questo non potrà mai essere contraddistinto da un unico valore. Sarà ottenuto attraverso un specifico processo di misurazione il cui risultato sarà presente nelle decisioni aziendali come la rappresentazione di tutta quella famiglia di possibili risultati che lo stesso processo avrebbe potuto proporre. Per non incorrere in errori decisionali riguardanti il risultato del sistema di misura, questo deve essere significativo rispetto all'effettivo valore del particolare misurato e deve individuare le proprietà della distribuzione statistica che appunto caratterizza la popolazione dei vari risultati suggeriti.

Il tutto con un livello di dettaglio che risponde ai requisiti di chi ha formulato la domanda.

Ragionando in termini di qualità del valore di misura, in quanto risultato del processo di misurazione, si può affermare che essa è determinata da quanto il cliente sia soddisfatto. Pertanto, al fine di non avere costi inutili del processo di misurazione, è importante comprendere quali siano gli scopi di chi utilizza questo risultato di volta in volta, e quale sia il livello di conoscenza e analisi che egli giudica affine.

Attività aziendali	Procedimenti decisionali	Utenti
Automazione	Regolazioni	Macchine e sistemi
Controllo di processo	Gestione per la qualità	Clienti finali
Collaudo	Verifiche di conformità	Parti contrattuali
R&S	Validazione di modelli	Attività aziendali

Tabella 6.1: Dominio dei processi di misurazione in azienda

Nella figura sono riportati gli ambiti delle attività aziendali in cui sono sicuramente presenti uno o più processi di misurazione. In corrispondenza di ciascuna attività aziendale sono attribuiti i procedimenti decisionali che le competono, basati sull'esito dei rispettivi processi di misurazione, nonché chi adotta le varie decisioni. Verranno considerate principalmente le attività di controllo del processo e di collaudo.

Nell'attività di controllo di processo si eseguono i processi di misurazione di grandezze fisiche che caratterizzano una proprietà del manufatto prodotto ovvero un fenomeno che ha influenza sul manufatto di produzione. I valori di misura forniscono informazioni per stimare tutti gli elementi della distribuzione statistica dei valori possibili della proprietà. Le decisioni aziendali si basano appunto su questa stima della distribuzione statistica per respingere o confermare il comportamento stabile e corretto del processo di produzione. Utilizzatori delle decisioni adottate sono i clienti ai quali viene fornito il prodotto di produzione, i quali possono essere anche un reparto dell'azienda stessa, al quale viene trasferito per successive lavorazioni.

Nell'attività di collaudo si eseguono processi di misurazione di grandezze fisiche che caratterizzano una o più proprietà di un prodotto, per le quali sono indicati limiti di tolleranza, definiti da un disegno tecnico stabilito nell'accordo tra fornitore e acquirente. Le decisioni riguardano la conformità o non conformità del risultato di misura ai limiti di tolleranza per accettare o respingere tanto il singolo prodotto sottoposto a collaudo quanto l'intero lotto del quale esso è un campione. Colui che stabilisce le decisioni prese è una delle due parti citate prima, quella che non ha il compito di svolgere le misurazioni le quali possono essere anche reparti appartenenti alla stessa azienda. I requisiti di ogni attività aziendale attribuiti ai corrispettivi processi di lavorazione, e quindi i risultati che essi propongono, sono determinati sia dalle decisioni attribuite all'attività stessa sia agli utenti che esigono il rispetto di queste decisioni. Quindi parliamo di costo della qualità o della non qualità, ovvero il valore economico di queste decisioni, consente alla funzione metrologica di definire una soglia sia per l'esecuzione di questi processi di misurazione che per i vari costi aggiuntivi da affrontare eventualmente in caso di specifici requisiti richiesti. Una attività importante che la funzione metrologica svolge riguarda la gestione ed esecuzione dei 'test di capacità' dei sistemi di misurazione, che hanno lo scopo di verificare e dimostrare l'idoneità e adeguatezza dei processi di misurazione adottati e degli strumenti di misura in essi impiegati. Ai fini di decretare il superamento di questi test, il manuale ANFIA fornisce un'ottima guida per come elaborare ed interpretare i dati.

La sequenza di esecuzione è riportata nello schema della figura seguente:



Figura 6.2: Schema logico per l'esecuzione dei test al fine di valutare gli indici di capacità per gli strumenti di misura e per i processi di misurazione [4]

Un primo gruppo di tre test fa riferimento allo strumento di misura, e si prevede che essi siano svolti in ambiente idoneo, a cura di personale competente e adeguato al test in esame. Ovviamente si passa da un test al successivo solamente se i precedenti test sono positivi; in caso contrario, per ciascun test è suggerita la giusta azione correttiva.

Un secondo gruppo è formato da altri due test, e fa riferimento al processo di misurazione. E' necessario che anche questi test siano condotti nell'ambiente nel quale il processo è solitamente svolto con personale qualificato. I due test non sono mai eseguiti entrambi poiché dipendono dalla presenza o meno di più fattori d'influenza per i quali è opportuno stimare la loro variabilità nel processo. Pertanto o si esegue uno o l'altro. Tipicamente si fa riferimento all'influenza di operatori diversi che si alternano nell'esecuzione, quando la procedura che governa il processo di misurazione preveda appunto l'intervento dell'operatore; questo fattore di influenza non può chiaramente esserci in quei processi di misurazione gestiti in modo completamente automatico [5].

Verranno eseguiti il test di tipo 1 e, se possibile, il test di tipo 3, in quanto si analizza un processo automatico.

6.1.1 Test: Studio di tipo 1

Il test serve a verificare l'idoneità dello strumento di misura rispetto a due caratteristiche metrologiche, la ripetibilità e la accuratezza, mediante uno studio statistico.

Ripetibilità strumentale: si riferisce all'attitudine dello strumento di misura di proporre valori di lettura tutti molto simili tra loro, al limite uguali, quando la grandezza di interesse viene sottoposta a misurazione più volte in maniera indipendente l'una dall'altra. Quanto meno sono dispersi i valori di lettura dello strumento in queste condizioni, tanto migliore è la sua ripetibilità.

Accuratezza: lo strumento di misura caratterizzato da un livello accettabile di ripetibilità è anche in grado di proporre valori di lettura tutti affetti da errori di indicazione molto piccoli, al limite nulli. Tanto minori sono gli errori di indicazione commessi, tanto migliore sarà l'accuratezza dello strumento.

Entrambe le definizioni sono di tipo operativo in quanto per la sua valutazione si richiede che lo strumento, e quindi il processo di misurazione, in esame sia inserito in un ambiente consono e che questo venga replicato più volte.

Sono stati condotti due test di questo tipo sia sul "Master" precedente che sul nuovo "Master" e sono stati svolti in due ambienti. Un test è stato svolto al banco prova torsiometrico presente nel reparto dei prototipi e un secondo test è stato eseguito al collaudo.

Svolgimento dei test

Per eseguire lo studio di tipo 1 viene seguita la procedura indicata dal manuale ANFIA sull'analisi dei sistemi di misura.

Sono noti i requisiti del processo di misurazione in campo nel quale lo strumento in esame dovrà essere inserito, e in particolare il valore T_{PRE} della tolleranza prescritta per i prodotti di lavorazione che il processo dovrà controllare. La tolleranza prescritta si calcola nella maniera seguente:

$$T_{PRE} = LTS - LTI$$

con:

- $LTS \rightarrow$ Limite di Tolleranza Superiore
- $LTI \rightarrow$ Limite di Tolleranza Inferiore

Si utilizza un "Master" per controllo di valore noto pari a y_{RIF} , che presenta un valore della grandezza in misura molto vicino al valore nominale dei prodotti di lavorazione. Il valore y_{RIF} è noto in quanto disponibile il certificato di taratura rilasciato da un Laboratorio accreditato nell'ambito del sistema Nazionale di taratura. Il certificato di taratura riporta il valore del "Master" e l'incertezza U_{RIF} ad esso assegnata; è buona norma verificare che

 $U_{RIF} \leq 0.05 * T_{PRE}$. Sul certificato sono indicate anche le condizioni operative nelle quali è stato ottenuto il valore di taratura del "Master".

Il test è eseguito in un ambiente di laboratorio mantenuto a temperatura costante ai 20°C e protetto da eventuali disturbi di elettrici che potrebbero interferire con lo strumento di misura. Prima dell'esecuzione del test tanto il "Master" per controllo quanto lo strumento in esame sono portati in equilibrio termico con l'ambiente [5].

Il test consiste nell'esecuzione di 50 misurazioni indipendenti del "Master". I risultati delle misurazioni e le successive elaborazioni sono mostrate qui di seguito:

1	62,44	11	62,56	21	62,31	31	$62,\!63$	41	62,32
2	$62,\!57$	12	62,56	22	62,25	32	$62,\!65$	42	62,18
3	$62,\!51$	13	62,49	23	62,3	33	$62,\!45$	43	62,1
4	$62,\!49$	14	62,38	24	62,31	34	$62,\!38$	44	62,44
5	62,38	15	62,36	25	62,39	35	$62,\!46$	45	$62,\!57$
6	$62,\!62$	16	62,3	26	62,34	36	$62,\!44$	46	62,51
7	$62,\!42$	17	62,19	27	62,3	37	$62,\!58$	47	62,49
8	$62,\!45$	18	62,3	28	62,26	38	$62,\!49$	48	62,38
9	$62,\!37$	19	62,46	29	62,46	39	$62,\!38$	49	62,62
10	$62,\!45$	20	62,39	30	62,53	40	$62,\!36$	50	62,42

Coppia "Master" precedente

Tabella 6.2: Add caption

Avendo le 50 misurazioni si procede con i calcoli che permettono di stabilire la qualità o meno dello sistema di misura o eventualmente del componente.

• media aritmetica degli r valori misurati:

$$\overline{y_G} = \frac{1}{r} \cdot \sum_{i=1}^r y_G(i)$$

• deviazione standard sperimentale degli r valori misurati

$$s_G = \sqrt{\frac{1}{r-1} \cdot \sum_{i=1}^r (y_G(i) - \overline{y_G})^2}$$

nel caso particolare in cui $s_G = 0$ bisogna prestare attenzione in quanto potrebbe esserci un funzionamento scorretto dello strumento di misura.

• errore sistematico strumentale

$$AC = \left| \overline{y_G} - y_{RIF} \right|$$

che caratterizza l'accuratezza dello strumento nel campo di funzionamento. Valore molto piccolo e conviene verificare che sia $AC \leq 0.05 \cdot T_{PRE}$.

• indice di potenzialità strumentale:

$$C_G = \frac{0.2 \cdot T_{PRE}}{6 \cdot s_G}$$

e il '6' al denominatore sta ad indicare che consideriamo 6 volte lo scarto tipo s_G e che ci fornisce una stima dell'intervallo che contiene il 99.73% dei possibili risultati forniti dallo strumento in esame quando esso opera in condizioni di ripetibilità vicino al valore nominale della grandezza in misura. Bisogna verificare che $C_G \geq 1.33$.

• indice di capacità strumentale

$$C_{GK} = \frac{0.1 \cdot T_{PRE} - \left| \overline{y_G} - y_{RIF} \right|}{3 \cdot s_G}$$

che rappresenta l'indice di accuratezza e ripetibilità. Di solito si verifica che $C_{GK} \leq C_g$. Solo nel caso in cui la stima dell'errore sistematico risulti nulla (AC = 0) allora i due indici sono uguali.

In alternativa si può far riferimento anche agli indici frazionari considerando la loro percentuale:

• indice percentuale frazionario di ripetibilità strumentale:

$$\% R_G = 100 \cdot \frac{6 \cdot s_G}{T_{PRE}} \qquad con : \% R_G \le 15\%$$

• indice percentuale frazionario di accuratezza strumentale:

$$\% A_G = 100 \cdot \frac{|\overline{y_G} - y_{RIF}|}{T_{PRE}} \qquad con : \% A_G \le 5\%$$

• indice percentuale di accuratezza e ripetibilità:

$$\%A\&R = 100 \cdot \frac{6 \cdot s_G + 1.5 \cdot |\overline{y_G} - y_{RIF}|}{T_{PRE}} \qquad con : \%A\&R \le 15\%$$

Tutte le formule e i calcoli scritti qui sopra sono riassunte in un foglio di calcolo elettronico, creato da ANFIA. Quindi inserendo i valori misurati di coppia e i valori certificati del "Master", quali la coppia nominale e i limiti di tolleranza, è possibile ottenere i vari indici.

Studio di tipo 1 "Master" precedente

Il primo test riguarda il "Master" precedente dell'azienda. Viene effettuato prima sul banco prova torsiometrico e poi sul collaudo della linea di produzione per capire se i vari problemi riguardano lo strumento di misura oppure il "Master" considerato.

	STI	UDIO TI	PO1 -	FOG	LIO PE	RILCA	LCOLO	DELL'I	NDICE	%A&R		
	(risultati di r	nisura espr	essi in mm)	1								
					pro	74	_				cal	coli
	1	2	3	4	5	6	7	8	3	10		
z 10												
1	62.44	62.57	62.51	62.49	62.38	62.62	62.42	62.45	62.37	62.45	-	
2	62,58	62,56	62,49	62,38	62,36	62,3	62,19	62,3	62,46	62,39		
3	62.31	62.25	62,3	62.31	62.39	62.34	62.3	62.26	62,46	62.53		
4	62,37	62,61	62,68	63,06	62,8	62,98	63,3	63,15	63,12	63,45		
5	63.02	63,28	62,6	62,98	62,5	62,54	62,64	63,4	62,9	63,2		
										media	$\overline{V_0} =$	62,61
				-			-			carta tina	S. =	0.33
									1			
	Ind	ici di Cap	acità								_	
$C_0 = -\frac{1}{2}$ AC = 5	$\frac{2 \cdot T_{\text{PRC}}}{6 \cdot S_{0}} = \frac{1}{\sqrt{6} - Y_{\text{RF}}} = \frac{1}{\sqrt{6}}$	0,64 0,2656			С _{ак} =	0,1·T _{PRE} - 3·s ₉	AC =	0,38			accetta C _{GK} ≥	re se 1,33
	Ind	ici percer	ntuali									
%R₀ =10 A₀ =100	$0 \cdot \frac{6 \cdot s_0}{T_{PRE}} = \frac{1}{T_{PRE}}$ $\frac{y_0 - y_{RIP}}{T_{PRE}}$	31,2		%A&R	=100	s _o + 1, 5. y o T _{me}	- y _{ns}	37,3			accetta %A & F	re se ? ≤1.
T _{ma}	= 6,50 i 7= 1 i 0= 1 i	ntervallo di numero deg numero dell	tolleranza : li operatori le parti per c	specificato siascun ope	eratore		y _{R#} = U _{R#} =	62,880 0,005	valore o incertez	di taratura za di taratu	a	

Figura 6.3: Studio di tipo 1: "Master" precedente su collaudo

Gli indici di capacità e gli indici percentuali, cioè sia il $C_{GK} = 0.38$ che la %A&R = 37.3 non rispecchiano i limiti consigliati dal manuale pertanto lo strumento non risulta né ripetibile né accurato.

Conducendo lo studio al banco prova torsiometrico si notano degli effettivi miglioramenti, come mostrano i risultati nel foglio di calcolo in fig.6.4:



Figura 6.4: Studio di tipo 1: "Master" precedente sul banco prova torsiometrico

Tuttavia nonostante i miglioramenti dell'indice di capacità strumentale $C_{GK} = 1.23$ e dell'indice percentuale di accuratezza e ripetibilità pari a % A&R = 16, non vengono ancora rispettati i limiti consigliati dal manuale per gli indici.

La miglioria dei risultati riscontrati al banco prova torsiometrico deriva dal fatto che nel "Master", dopo aver subito 50 cicli sul collaudo della linea di produzione, si siano stabilizzati ulteriormente le varie componenti che influiscono nel calcolo della coppia.

Visti i risultati ottenuti, dal manuale ANFIA, si evince che è inutile proseguire con lo studio di tipo 3 ARM in quanto gli indici non sono rispettati.

Prima di procedere apportando modifiche sul sistema di misurazione affinché risulti accurato e ripetibile, viene eseguito un test con il "master" nuovo progettato per verificare se effettivamente il problema è attribuibile allo strumento di misura piuttosto che al prodotto utilizzato per questo tipo di studio.

Si sono verificati dei miglioramenti sostanziali conducendo lo studio di tipo 1 del "master" nuovo che vedremo in seguito nel capitolo dei risultati.

6.1.2 Test: Studio di tipo 3 metodo ARM

Il test si applica a quei processi di misurazione caratterizzati da un processo di lettura e manipolazione della prodotto del tutto automatico. Pertanto essendo assente l'influenza dell'operatore e quindi assente l'errore di riproducibilità, la valutazione di capacità del processo di misurazione è riferita alla sola proprietà di ripetibilità operativa. Il test risulta del tutto simile allo studio di tipo 2. Poiché questo test si propone di stabilire se il processo di misurazione che si intende utilizzare 'in campo' sia idoneo, il fine ultimo è quello di ottenere le informazioni necessarie per poter controllare le attività di lavorazione mediante la verifica della conformità ai requisiti specificati per le proprietà osservabili che caratterizzano i particolari lavorati. E' indispensabile che nell'esecuzione del test l'intero processo di misurazione operi rigorosamente nell'ambiente e secondo le modalità proprie della sua normale utilizzazione.

Svolgimento dei test

Prima di iniziare lo studio è necessario definire:

- p: numero dei particolari di produzione che saranno impiegati nell'esecuzione del test; deve essere p ≥ 10;
- r: numero delle misurazioni o prove replicate per ciascun particolare impiegato; deve essere $r \ge 2$. Il prodotto deve risultare $p \cdot r \ge 30$.

Per questo test si presume che i particolari selezionati siano dei campioni di tutta popolazione dei prodotti di produzione; essi dovrebbero quindi dar luogo ad un gruppo di valori della grandezza fisica che definisce la caratteristica controllata tramite il processo di misurazione sottoposto al test, tale da coprire gran parte della tolleranza imposta dalle specifiche di lavorazione. Pertanto è buona norma che i particolari siano prelevati casualmente dal processo produttivo.

Sullo stesso particolare le singole misurazioni replicate devono essere indipendenti, ripetendo l'interno processo di misurazione. Ad ogni replica il particolare deve essere posizionato e manipolato replicando le procedure che vengono adottate nella normale esecuzione del processo di misurazione; non sono ammesse operazioni speciali di orientamento o allineamento della parte che si sta misurando, né interventi sulla strumentazione di misura.

Si procede seguendo i passi spiegati qui di seguito, nel quale si è ipotizzato un test effettuato impiegando p = 10 particolari di lavorazione (j = 1, ..., p) e replicando r = 3volte ciascuna misurazione (k = 1, ..., r).

Non essendo presente l'influenza e quindi una dispersione dei valori legata agli operatori, l'unica componente di variabilità che si potrà isolare è quella associata alla variazione dei particolari selezionati per lo studio; tutto il resto verrà considerato variabilità residua e verrà attribuito alle variazioni a breve termine dello strumento di misura nelle condizioni operative del processo di misurazione nel quale esso è impiegato [5].

1. Determinare le medie:

$$\overline{X_j} = \frac{1}{r} \cdot \sum_{k=1}^r y_{j,k}$$

e le escursioni (Range):

$$R_j = (y_j \mid_{MAX} - y_j \mid_{MIN})$$

dei risultati di misura ottenuti per ciascuno dei p particolari osservati;

2. Calcolare la media generale:

$$\overline{\overline{X}} = \frac{1}{p} \cdot \sum_{j=1}^{p} \overline{X_j}$$

e il range medio su tutti i particolari osservati:

$$\overline{R} = \frac{1}{p} \cdot \sum_{j=1}^{p} R_j$$

3. Calcolare il range sulle medie calcolate per ciascuna parte:

$$R_p = (\overline{X_j} \mid_{MAX} - \overline{X_j} \mid_{MIN})$$

4. Calcolare lo scarto tipo di ripetibilità operativa EV, che stima la componente variabilità residua:

$$EV = K_1 \cdot \overline{R}$$

dove K_1 è un coefficiente che dipende dal numero p dei particolare selezionati e dal numero r delle repliche effettuate per ciascun particolare:

$$K_1 = \frac{1}{d_2^*}$$
 $con(g = p; m = r)$

nel caso in esame sarà pari a 0,583 in quanto le ripetizioni sono 3.

5. Calcolare l'indice percentuale di ripetibilità operativa % EV, il quale fornisce un'indicazione della frazione percentuale dell'intervallo di tolleranza previsto per la caratteristica osservata che viene occupato dalla variabilità residua del processo di misurazione:

$$\% EV = 100 \cdot \frac{k \cdot EV}{T_{PRE}}$$

dove k è il coefficiente di copertura che corrisponde all'intervallo naturale di dispersione del contributo di variabilità considerato. L'ampiezza dell'intervallo naturale di dispersione dipende dal livello di confidenza prescelto: come già detto in altre circostanze assimilabili, si raccomanda di adottare il livello di confidenza $100 \cdot (1 - \alpha) = 99.73$, a cui corrisponde k=6;

6. Calcolare lo scarto tipo di variazione tra particolare PV, che stima la componente di variabilità dovuta alla differenza tra i particolari utilizzati per l'effettuazione del test:

$$PV = K_3 \cdot R_P$$

dove K_3 è un coefficiente che dipende dal numero p dei particolare selezionati e dal numero r delle repliche effettuate per ciascun particolare:

$$K_3 = \frac{1}{d_2^*}$$
 $con(g = 1; m = p)$

nel nostro caso sarà pari a 0,315.

7. Calcolare l'indice percentuale di variazione tra particolare % PV, il quale consente di verificare che il gruppo di particolari selezionati per il test sia effettivamente rappresentativo della produzione che dovrà essere controllata dal processo di misurazione:

$$\% PV = 100 \cdot \frac{k \cdot PV}{T_{PRE}}$$

dove k è il coefficiente di copertura, per il quale valgono le considerazioni fatte in precedenza;

8. Calcolare lo scarto tipo combinato di ripetibilità e riproducibilità, che in questo caso è determinato dalla sola ripetibilità operativa e vale:

$$R\&R = \sqrt{EV^2} = EV$$

e il corrispondente indice percentuale di ripetibilità e riproducibilità:

$$\%R\&R = 100 \cdot \frac{k \cdot R\&R}{T_{PRE}}$$

dove k è ancora il coefficiente di copertura, per il quale valgono le considerazioni già fatte.

9. Calcolare l'indice che esprime il numero di categorie distinte che possono essere efficientemente individuate dal processo di misurazione all'interno della variabilità dei particolari osservata:

$$ncd = 1, 41 \cdot \frac{PV}{R\&R}$$

Anche per quanto riguarda questo studio è disponibile un foglio elettronico che permette di riassumere tutti calcoli visti qui sopra e ottenere gli indici. Poiché lo studio di tipo 1 sul "Master" precedente non è andato a buon fine, questo studio verrà applicato solo al "Master" nuovo in cui viene riscontrato un esito positivo del test precedente.

Studio di tipo 3 "Master" nuovo

Questo test viene condotto solo per il collaudo della linea di produzione in quanto è lo strumento di misura che più ci interessa esaminare.

Vengono prelevati 10 prodotti in maniera casuale che coprono l'intervallo di tolleranza prescritto per la produzione del prodotto particolare. Per ogni componente sono effettuate 3 ripetizioni e successivamente elaborati i valori ottenuti tramite l'ausilio del foglio di calcolo elettronico.

Nella tabella seguente vengono rappresentati i valori di coppia nominale ottenuti come per lo studio precedente ad un angolo prefissato di $\theta = 14[deg]$ e le relative ripetizioni eseguite su ciascun componente.

Tabella 6.3	: Add	caption
-------------	-------	---------

		Prove											
Repliche	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10			
1	62,88	62,89	62,78	62,85	62,91	62,83	62,85	62,93	62,88	62,89			
2	62,89	62,90	62,80	62,84	62,92	62,85	62,84	62,92	62,88	62,89			
3	62,87	62,91	62,79	62,86	62,90	62,86	62,87	62,94	62,89	62,88			

I valori dalle prove e delle repliche sostenute vengono infine trascritti sul foglio di calcolo che fornisce i seguenti risultati:

	2	parte										die
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
Repliche	· · · · · · · ·											
1	62,88	62,89	62,78	62,85	62,91	62,83	62,85	62,93	62,88	62,89		
2	62,89	62,90	62,80	62,84	62,92	62,85	62,84	62,92	62,88	62,89		
3	62,87	62,91	62,79	62,86	62,90	62,86	62,87	62,94	62,89	62,88		
media	62.880	62,900	62,790	62.850	62,910	62.847	62.853	62.930	62,883	62.887	¥-	62.8
range	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,030	0,030	0,020	0,010	0,010	R=	0,0
Media sulle parti								_			Range su	le me
media	62,880	62,900	62,790	62,850	62,910	62,847	62,853	62,930	62,883	62,887	R ₁₁ =	0,1
IPETIBILITA' O	PERATIV								repliche	K.	6	0,3
									2	0,862	7	0,3
F 17 1	(-) 7	0.040			€/EV_10	K-EV			3	0,583	8	0,3
DV =N		0,012			742.7 - 10	TPRE	- 5,4		5	0,481	10	0,3
	LEDAD			_	_	_			aadi	K		
ANIACIONE INF	CL FAN	_			_				2	0.707	7	0,3
0000000000	14111		_		Science (42)	k.PV			3	0,523	8	0,3
$PV = K_3$	$p > R_u =$	0,044			%PV =10	$0 \frac{\pi T}{T}$	20,3		4	0,447	9	0,3
	Setti Setti				-	' PRE	11	-	5	0,403	10	0,3
R&R												
R&R=	$\sqrt{EV^c} =$	0,012	_	%R &	R =100 ··	k∙R &R T _{PRE}	= 5,4				accettar %R & F	rese ?≤:
	_		-	_				_				_
ncd					Learning and	DV	1			1.11		

Figura 6.5: Studio di tipo 3: "Master" nuovo su collaudo

In particolare l'indice percentuale di ripetibilità e riproducibilità vale:

$$\% R \& R = 5.4$$

molto al di sotto del valore consigliato pari a 25; e il numero di classi distinte:

$$ncd = 5$$

rispettando il vincolo consigliato dal manuale.

Pertanto si può affermare che lo strumento di misura utilizzato è accurato, ripetibile e in grado di riprodurre e discriminare valori ben precisi dei vari prodotti di produzione.

Capitolo 7

Risultati

A seguito di numerose prove effettuate sul banco prova torsiometrico, riassunte nella tabella 7.1 in cui sono riportati i valori caratteristici del "Master",

Prova 1		Prova 2						
$T_N a \theta = 14[deg]$	62,88	T_N a $\theta = 14[deg]$	62,88					
K_{medio}	4,2	K_{medio}	$4,\!21$					
T_N	127,6	T_N	127,8					
Prova 3		Prova 4						
$T_N a \theta = 14[deg]$	62,89	T_N a $\theta = 14[deg]$	62,88					
K_{medio}	4,2	K_{medio}	$4,\!19$					
T_N	127,6	T_N	127,4					
Prova 5		Prova 6						
$T_N a \theta = 14[deg]$	62,88	T_N a $\theta = 14[deg]$	62,87					
K_{medio}	4,2	K_{medio}	4,2					
T_N	127,6	T_N	127,5					
Prova 1		Prova 8						
$T_N a \theta = 14[deg]$	62,88	T_N a $\theta = 14[deg]$	62,88					
K_{medio}	4,2	K_{medio}	4,2					
T_N	127,7	T_N	$127,\!6$					
Prova 9		Prova 10						
$T_N a \theta = 14[deg]$	62,89	$T_N a \theta = 14[deg]$	62,88					
K_{medio}	42	K	$4\ 21$					
	1,4	11 medio	1,41					

Tabella 7.1: Prove "Master" funzionale effettuate al banco prova torsiometrico

il ciclo di isteresi caratteristico del "Master" funzionale realizzato viene raffigurato nella figura 7.1:



Figura 7.1: Caratteristica del "master" funzionale

in cui si può osservare come la coppia di attrito proporzionale si sia ridotta. Le coppie in salita (Driving Torque) e in discesa (Overrunning) di entrambi i quadranti sono quasi parallele e molto vicine tra loro. Questo è un indice del fatto che lo scorrimento relativo fra i vari componenti è molto basso. Nel Free Angle, parte centrale fra le coppie positive e negative, lo scorrimento è prossimo allo 0. Paragonando questa immagine, all'immagine presente all'inizio di questa tesi in fig.2.1, possiamo notale la sostanziale differenza dei due cicli di isteresi del componente in esame.

Visti i risultati non ottimali dello studio statistico di tipo 1 sul collaudo della linea di produzione del "Master", viene condotto lo studio statistico con il nuovo "master" funzionale in cui si sono verificati i seguenti risultati riportati sul foglio di calcolo seguente:

6	STL	IDIO TII	PO1 -	FOG	LIO PE	R IL CA	LCOLO	DELL'II	DICE	%A&R		
	[risultati di m	nisura espre	essi in mm]									
					pro	TC					cal	oli
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	э		
z 10												
0	62,88	62,87	62,89	62,88	62,89	62,86	62,85	62,88	62,85	62,89		
1	62,89	62,88	62,87	62,90	62,89	62,85	62,84	62,88	62,89	62,89		
2	62,87	62,83	62,88	62,90	62,88	62,86	62,87	62,86	62,89	62,88		
3	62,88	62,86	62,89	62,87	62,88	62,86	62,87	62,90	62,88	62,87		
4	62,89	62,88	62,88	62,89	62,87	62,88	62,86	62,86	62,90	62,89		
										media	$\overline{y_{\Theta}} =$	62,8760
										carts tips	S ₀ =	0,016
			1								8 8	
	Indi	<mark>ci di Cap</mark> a	acità									
$C_{0} = \frac{1}{2}$	$\frac{1}{6 \cdot s_0} = \frac{1}{2 \cdot T_{PRE}} = \frac{1}{2 \cdot s_0}$	2,72			С _{эк} =	0,1 · T _{PRE} - 3 · Sg	AC =	2,64			accetta C _{GK} ≥	re se 1,33
AC=)	v _o −y _{AF} = Indi	ci percen	tuali									
%R _o =10 %A _o =100	$0 \cdot \frac{6 \cdot S_{\Theta}}{T_{PRE}} = \frac{y_{\Theta} - y_{RVF}}{T_{PRE}} = \frac{T_{PRE}}{T_{PRE}}$	7,3		%A&R	=100 ·	s _o + 1, 5 · <mark>y</mark> _o T _{PRE}	- y _{RIF}	7,8			accetta %A & F	re se ? ≤15
T _{FRI}	_E = 1,30 ir M = 1 n D = 1 n M = 1 n	ntervallo di l umero degl umero delle umero delle	tolleranza s li operatori e parti per c e repliche p	pecificato iascun ope er ciascun	eratore a parte		y _{RIF} = U _{RIF} =	62,880 0,005 Jeve essere	valore o incertez : U _{RIF} ≤	di taratura za di taratur 0,05 <i>•T_{PRE}</i>	a	

Figura 7.2: Studio di tipo 1: "master" funzionale nuovo

Sia l'indice di capacità sia l'indice percentuale di accuratezza e ripetibilità rientrano nei limiti proposti dal manuale ANFIA.

Quindi si passa allo studio di tipo 3, con riferimento alla sezione precedente, rappresentato in fig.6.5, che ha fornito risultati altrettanto favorevoli riguardo la ripetibilità e la riproducibilità strumentale.

Capitolo 8

Conclusioni

L'idea che c'era alla base era la progettazione di un "master" funzionale ovvero di un prototipo di un decoupler con determinate caratteristiche funzionali che sia in grado di presentare valori precisi che non varino nel tempo. Pertanto, il progetto è iniziato studiando tutto quello che concerne il decoupler, dal motivo per cui è stato creato al prodotto come si presenta oggi, dal funzionamento del prodotto finito e montato sul veicolo al funzionamento delle singole componenti di cui è composto. Dopo lo studio si è passato a comprendere il concetto aziendale di "master". Il "master" non è altro che un prototipo il cui scopo ultimo è quello di masterizzare la linea di produzione per cui viene progettato e costruito. Esaminate attentamente le caratteristiche che presenta un "master" a differenza del relativo prodotto di produzione, da questa analisi si è sviluppato il progetto di tesi.

A differenza dei vari prodotti di produzione della Dayco, il decoupler presenta una complicazione elevata derivante dalla presenza al suo interno di due molle ad arco. Quindi i problemi legati alla coppia di attrito proporzionale e allo strisciamento specifico che queste molle causano, hanno impedito la realizzazione immediata di un "master" funzionale che rispondesse ai requisiti aziendali.

Il problema è stato risolto progettando, validando e successivamente realizzando due componenti particolari: un anello con supporti circolari in grado di trattenere le molle e impedire lo scorrimento relativo tra queste e lo Spring Cup e un Torque Actuator che presenta una particolare geometria in grado di vincolare le molle permettendole di lavorare sospese all'interno del componente in modo tale da evitare lo strisciamento con la puleggia.

Dai risultati ottenuti è possibile affermare che il presente lavoro di tesi è stato concluso in maniera ottimale e pertanto in un futuro l'azienda potrebbe avvalersi di questo progetto, su questo particolare prodotto, per estenderlo anche a tutta la famiglia di decoupler che essa produce.

Bibliografia

- Klaus Bytzek, Jacek S. KomorowskiMats, K. Lipowski, Henry W. Thomey. (1999), Brevetto: EP0782674B1, 730143 ONTARIO Inc, 730144 ONTARIO Inc, ONTARIO Inc 730143, ONTARIO Inc 730144, Tesma International Inc.
- [2] www.dayco.com/it/prodotto/disaccoppiatori
- [3] Castro Damiano (2016), About Functional Master: Concept and development, Ivrea(TO), Dayco Europe s.r.l..
- [4] Calvino (2011), MSA, Torino, Politecnico di Torino.
- [5] ANFIA Service (2004 Ristampa 2012), Analisi dei Sistemi di Misurazione nell'ambito dell'industria automobilistica e dei suoi fornitori, Torino(TO), ANFIA Service S.r.l..