



Università degli studi di Padova

**Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali
Dipartimento di Ingegneria Industriale**

**Corso di Laurea Triennale in
Meccanica e Meccatronica**

**Dinamiche non lineari nei riduttori
Nonlinear dynamics in speed reducers**

RELATORE: Ch.mo Prof. Richiedi Dario

LAUREANDO: Bettoia Alberto

ANNO ACCADEMICO: 2012/2013

INDICE

Introduzione.....	3
1. Backlash	5
1.1 Modelli Backlash	6
1.1.1 Modello Dead-Zone	6
1.1.2 Modelli Esatti.....	7
1.1.3 Modello di Isteresi	10
1.1.4 Controllo di velocità nei sistemi elastici con backlash interno.....	11
1.1.4.1 Controllo basato su funzioni descrittive	11
1.1.4.2 Feedback sul lato motore	12
1.1.4.3 Feedback sul lato del carico	12
1.1.5 Controllo di posizione di sistemi elastici con gioco interno	13
2. Rotismi epicicloidali e rotismi ordinari	14
2.1 Comportamento non lineare dei rotismi epicicloidali	17
2.1.1 Modellazione della dinamica del riduttore epicicloidale	17
2.2 Rotismi epicicloidali della serie HP; funzionalità e caratteristiche tecniche	21
2.3 Rotismi epicicloidali Rossi Habasit Group; funzionalità e caratteristiche tecniche.....	23
2.3.1 Motoriduttore coassiale	23
2.3.2 Motoriduttore ortogonale	24
3. Riduttori cicloidali (Cyclodrive)	26
3.1 Valutare l'efficienza di smorzamento dei rotismi Cyclodrive, attraverso il ciclo di isteresi e carico shock torsionale	27
3.1.1 Efficienza Cyclodrive	28
3.1.2 Indagine sperimentale riguardante il fenomeno di isteresi nei cyclodrive	28
3.1.3 Setup sperimentale	30

3.1.4 Utilizzo del ciclo di isteresi per verificare l'efficienza dei Cyclodrive.....	31
3.2 Valutare lo smorzamento nei Cyclodrive usando carichi shock torsionali.....	32
3.2.1 Setup sperimentale e relative procedure	33
3.2.2 Risultati sperimentali riguardanti l'eccitazione torsionale nei Cyclodrive.....	33
3.3 Cyclodrive Sumitomo Drives Technologies	34
4 Harmonic Drive.....	38
4.1 Modellazione e descrizione dell'incertezza dell'Harmonic Drive	41
4.2 Modelli di trasmissione con Harmonic Drive e attuatori.....	42
4.2.1 Primo sottosistema: amplificatore del motore.....	43
4.2.2 Secondo sottosistema: generatore di onde	43
4.2.3 Terzo sottosistema: flex-spline	43
4.2.4 Quarto sottosistema: circular-spline	45
4.2.5 Quinto sottosistema: Harmonic Drive	46
4.2.6 Modello di robot a giunto flessibile	46
4.3 Verifica del modello sulla base di dati sperimentali	47
4.3.1 caratteristiche della risposta nel tempo	47
4.3.2 caratteristiche della risposta in frequenza	48
4.4 Harmonic Drive HarmonicDriveAG.....	49
4.4.1 Riduttori componibili	50
4.4.2 Unità Harmonic Drive	53
4.4.3 Riduttori incarterati	54
5 Conclusione.....	56
Bibliografia	58

INTRODUZIONE

Nel caso di un motore elettrico, la potenza erogata, per ragioni sia progettuali che tecnico costruttive, è data da un contributo molto elevato della velocità angolare, a scapito di coppie motori inferiori. A seconda dell'applicazione in cui viene coinvolto il motore elettrico, se l'utilizzatore richiede un elevato momento torcente trasmesso a scapito di una velocità di rotazione più bassa, è necessario porre tra elemento motore ed elemento carico un'adeguata trasmissione di potenza che ne elevi il momento torcente e riduca la velocità all'albero di ingresso. Il meccanismo necessario per poter compiere questa trasmissione di potenza è il riduttore di velocità. I riduttori possono essere presenti su mercato accoppiati con motori elettrici asincroni; in tal caso si parla di motoriduttori.

Indicando con C_{in} e con C_{out} rispettivamente la coppia sviluppata dall'albero motore e la coppia in uscita dalla trasmissione e applicata al carico e con q_1 e q_2 rispettivamente l'angolo motore e l'angolo di carico si può introdurre la relazione analitica della trasmissione (di una semplice catena cinematica) che correla lato motore e lato carico sapendo che il primo trasmette il moto al carico attraverso una coppia di ingranaggi. In condizioni statiche si avrà sul lato motore la seguente relazione;

$$(J_1 + J_2/\tau^2)\ddot{q}_1 = C_{in} - C_{out}/\tau$$

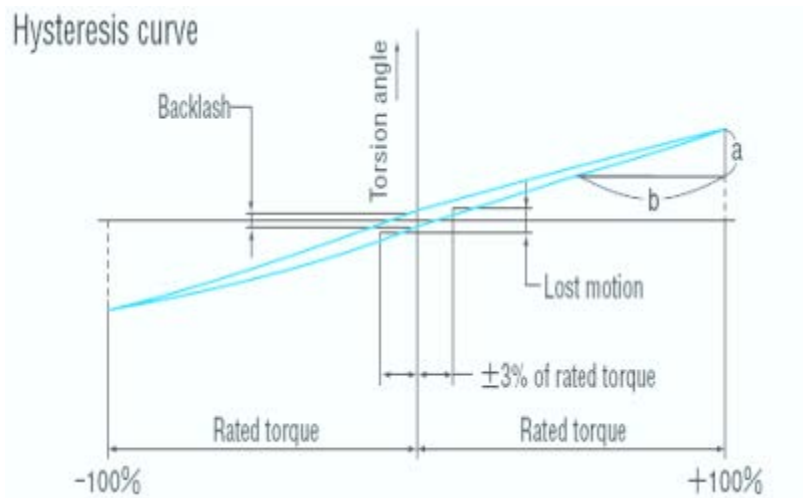
dove J_1 e J_2 rappresentano i momenti di inerzia del motore e del carico. L'intero sistema motore-riduttore-carico può essere modellato come un unico motore avente momento d'inerzia pari alla somma del momento d'inerzia del motore e del carico ottenuto dividendo quest'ultimo per il quadrato del rapporto di trasmissione. Il modello dinamico è stato ricavato in ipotesi di ingranaggi perfettamente rigidi; tale modellazione può essere accettata ma deve essere corretta da alcuni fattori, quali la deformazione torsionale degli ingranaggi e degli alberi a cui sono collegati introducendo alcuni fenomeni indesiderati;

- Attrito statico
- Attrito dinamico
- Backlash
- Elasticità torsionale

Backlash e Elasticità torsionale sono proprio i due argomenti chiave su cui si basa la seguente trattazione andando a fare uno studio dettagliato per alcuni riduttori di velocità in particolare quali riduttori epicicloidali, Cyclodrive e Harmonic Drive. Le aziende responsabili della realizzazione di questi organi di trasmissione offrono una

vasta gamma di tipologie del riduttore a seconda del rapporto di trasmissione, delle dimensioni, della trasmissione di coppia che l'utilizzatore vuole adottare. I rapporti di riduzione variano di gran lunga a seconda del riduttore che viene utilizzato. Nel caso di riduttori epicicloidali i rapporti di riduzione di velocità consentiti sono molto inferiori rispetto a rotismi Cyclodrive e Harmonic Drive che sfruttano caratteristiche tecnico-costruttive più sofisticate, garantendo rapporti di riduzione variabili in un range molto ampio; da 6:1 a 179:1 per riduttori Cyclodrive monostadio arrivando sino a 1000000:1 per un riduttore Cyclodrive tri-stadio garantendo coppie all'uscita molto elevate, in grado di vincere elevate resistenze meccaniche fornite dall'esterno. Tuttavia, come si vedrà in seguito, il fenomeno di backlash presente in tutti i sistemi meccanici tra elemento motore ed elemento condotto, condiziona le performance in esercizio dei riduttori di velocità interposti, introducendo nel sistema meccanico globale alcune non linearità che deviano la curva caratteristica dei rotismi dalla curva caratteristica ideale. Per poter capire le condizioni di non linearità che caratterizzano le prestazioni dei riduttori di velocità si fa riferimento ai paragrafi successivi, valutando scostamenti dalle curve ideali in condizioni di coppia nominale e in condizioni di sovraccarico di coppia applicata all'albero in ingresso e valutando le caratteristiche tecniche di ogni singolo riduttore grazie a cataloghi specifici delle linee produttive delle aziende leader nel settore.

1. BACKLASH



Backlash è una delle più importanti non linearità che limita in modo evidente il controllo di posizioni e le performance di velocità di macchine nel campo dell'automazione e della robotica industriale. Backlash lo si può definire in un gergo più comune come il gioco esistente tra due parti mobili adiacenti e tale fenomeno è messo in evidenza in particolar modo in sistemi meccanici dotati di un membro movente, come un semplice motore, e un membro guidato, definito semplicemente carico, non direttamente interconnessi tra loro. Il controllo di questi sistemi meccanici non è favorito dalla presenza di backlash in modo particolare se l'utilizzatore richiede alti livelli di precisione dalla macchina; infatti, in presenza di tale fenomeno, quando il gap di backlash si apre, per alcuni istanti, il motore perde il controllo del carico, lasciandolo muovere autonomamente ed erogando coppia sfruttata solamente dalle componenti che si trovano prima del backlash. Ciò si manifesta o per la presenza di un'azione disturbante a livello del carico, o per rotazioni correttive in verso opposto alle rotazioni del carico da parte del motore.

Come disse Freeman (1959 "Effect of friction on stability of control system"), nella realizzazione di dispositivi di controllo della posizione ad esempio c'è un limite di accuratezza con cui vengono connessi motore e carico. Solitamente motore e carico vengono collegati tra loro attraverso dei rotismi, sistemi di ingranaggi in cui è presente backlash. L'effetto di backlash che si manifesta durante la trasmissione del moto può essere più o meno significativa. Nel caso in cui l'ampiezza di backlash risulta essere piccola rispetto all'accuratezza con cui viene realizzato un generico sistema meccanico, la formazione di cicli limite dovuto al fenomeno di backlash risulta essere

insignificanti. Tuttavia, come le restrizioni sull'accuratezza nel controllo del sistema diventano più rigorose, anche gli effetti di backlash sul controllo del sistema diventano sempre più importanti.

Generalmente, quasi tutti i sistemi controllati, in presenza di backlash, mettono in evidenza errori a regime stazionario, o ancor peggio, mostrano cicli limite in cui il sistema meccanico oscilla, provocando un'ampiezza tra i picchi di minimo e di massimo che potrebbe risultare maggiore rispetto all'ampiezza del gap di backlash. Da un estratto di una ricerca dell'Israelian Institute Technology ("Controlling mechanical systems with backlash" – Matthias Nordin and Per-Olof Gutman), vengono affrontati diversi modelli backlash in sistemi meccanici semplificati per capire l'andamento e la linearità del moto.

1.1 Modelli backlash

Backlash, o gioco del riduttore, è una comune non linearità presente in tutti i sistemi meccanici; per capirne il comportamento devono essere utilizzati diversi modelli analitici dipendenti dalle caratteristiche meccaniche del backlash stesso e dalle condizioni di lavoro.

Per capire il funzionamento di un sistema meccanico in presenza di backlash, si fa riferimento ad un sistema meccanico dotato di due masse, fungenti rispettivamente da motore e da carico, interconnesse tra loro da un'asta che, a differenza del caso precedente, presenta backlash o gioco. Il massimo angolo di gioco è denotato con la simbologia α .

Si può suddividere la trattazione in più punti che complessivamente mirano alla realizzazione di un modello matematico per descrivere il comportamento dei sistemi meccanici in presenza di backlash.

1.1.1 Modelli Dead-Zone

Questo è un modello molto semplificato, utilizzato principalmente per analisi e simulazioni di alberi con gioco, applicabile solo nel caso in cui c_s , lo smorzamento dell'elemento elastico che connette le due masse, è nullo. La coppia sull'asta, essendo proporzionale all'angolo di torsione θ_s , è data dalla seguente relazione:

$$T_s = \theta_s * k_s = \theta_s * D_\alpha (\theta_d) * k_s$$

k_s indica il coefficiente di elasticità dell'albero

D_α indica la funzione che ci permette di correlare lo spostamento angolare tra ingresso e uscita

La funzione Dead-Zone

$$D_\alpha = x - \alpha \quad \text{se } x > \alpha$$

$$D_\alpha = 0 \quad \text{se } |x| < \alpha$$

Fornisce il valore di θ_s come funzione dell'angolo di spostamento θ_d ; se il backlash fosse nullo avremmo che $\theta_s = \theta_d$.

Affinchè questo modello dead-zone, funzione scalare, statica e non lineare relativamente facile da determinare analiticamente, abbia significato, il coefficiente di smorzamento dell'asta, c_s , deve essere nullo. Per capire il funzionamento esatto bisogna far riferimento ad altri modelli.

1.1.2 Modelli "Esatti"

Supposto $c_s \neq 0$, quindi con coefficiente di smorzamento dell'asta non nullo, la coppia sull'asta può essere descritta attraverso la seguente relazione:

$$T_s = \theta_s * k_s + \omega_s * c_s \quad \text{con } \omega_s = \dot{\theta}_s$$

(alcuni ricercatori, tra cui Nordin (1997), hanno sostenuto che non è corretto applicare un modello dead-zone in presenza di un coefficiente di smorzamento non nullo.)

Possiamo definire l'angolo di backlash θ_b come la differenza tra l'angolo in ingresso θ_d e l'angolo all'uscita θ_s .

$$\theta_b = \theta_d - \theta_s$$

Possiamo ottenere un'equazione dinamica dell'angolo di backlash identificata nel 1997 da Nordin;

$$\theta_b = \max(0, \omega_d + \frac{k_s}{c_s} (\theta_d - \theta_b)) \quad \text{se} \quad \theta_b = -\alpha \quad T_s \leq 0$$

$$\theta_b = \omega_d + \frac{k_s}{c_s} (\theta_d - \theta_b) \quad \text{se} \quad |\theta_b| < \alpha \quad T_s = 0$$

$$\theta_b = \min(0, \omega_s + \frac{k_s}{c_s} (\theta_d - \theta_b)) \quad \text{se} \quad \theta_b = \alpha \quad T_s \geq 0$$

Questa equazione può essere interpretata come un integrale limitato con tempo derivato $\frac{k_s}{c_s} (\theta_d - \theta_b)$ e α limitato.

Siamo di fronte ad un sistema dinamico non lineare con funzioni non statiche che forniscono i valori di T_s essendo noti i valori di θ_d e ω_d .

Per far fronte a tale situazione problematica, non esprimibile analiticamente, si può introdurre un modello dotato di equazioni statiche in funzione di θ_d e ω_d che semplificano significativamente il modello precedente.

Tale modello venne identificato da alcuni ricercatori già nel 1954 (Thomas), per poi avere una buona base analitica con la fine degli anni '80 (Brandenburg e Shafer); si arrivò a determinare una coppia all'albero d'uscita costante, indicata con T_0 , in grado di approssimare nel miglior modo possibile il punto di funzionamento di un albero con backlash.

Il primo punto di questa teoria è stato quello di calcolare il DIDF, Dual-Input Describing Function (una funzione statica con due ingressi che descriva il modello semplificato) che assumeva come valore di ingresso un segnale in regime sinusoidale con una costante di offset, B, fornita dalla relazione seguente:

$$\theta_d = B + A \sin(\omega t)$$

all'uscita della DIDF si ottiene un valore approssimato da una costante di offset $N_B B$ e una prima armonica, fornita dalla relazione seguente.

$$T_s(t) = T_s(\theta_d, \omega_s) \approx N_B B + A N_p \sin(\omega t) + A N_q \cos(\omega t)$$

da cui sono calcolate $N_A(A, B, \omega) = N_p(A, B, \omega) + i N_q(A, B, \omega)$ e $N_B(A, B, \omega)$

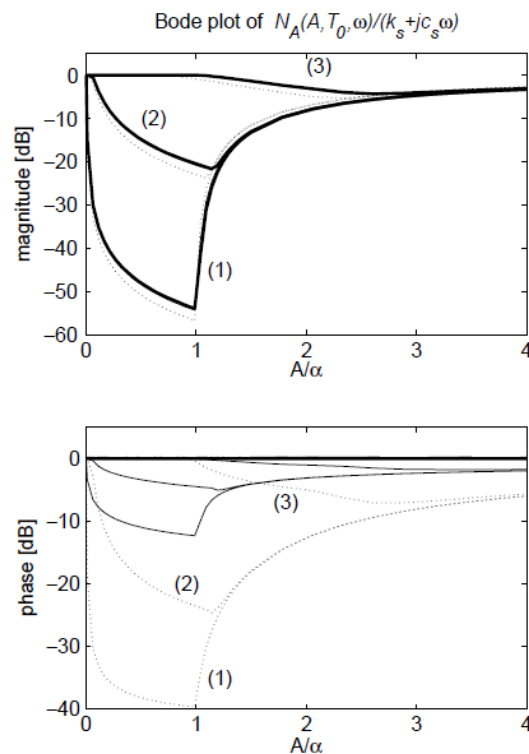
Consideriamo la seguente relazione:

$$T_0 = B N_B(A, B, \omega) \text{ con } B \text{ variabile indipendente}$$

Esiste un'unica soluzione di questo sistema, la soluzione $B'(A, T_0, \omega)$ che, con $N_A(A, B'(A, T_0, \omega), \omega)$, sono in grado di descrivere nel migliore dei modi il sistema focalizzato su un punto di lavoro T_0 nel campo della funzione DIDF.

Nel caso di $T_0 = 0$ la DIDF può essere ridotta ad una funzione con un solo input, ovvero una funzione chiamata DF o SIDF Single-Input Describing Function.

L'applicazione di questo sistema analitico al modello Dead-Zone e al modello esatto ci consente di ottenere una rappresentazione grafica, qui sotto raffigurata.



Le curve visualizzate nei grafici mostrano le funzioni che descrivono il comportamento dell' albero con la presenza di backlash divisa per la funzione di trasferimento dell'albero senza gioco, ai fini di mostrare la differenza rispetto al caso lineare. Si noti qui in particolare il ritardo di fase causato dalla non linearità, e il fatto che questo non è adeguatamente modellato dal modello dead-zone.

1.1.3 Modello di isteresi

Come descritto nelle ricerche dei ricercatori Kao e Kokotovic nel 1996, il modello di isteresi è in grado di correlare l'angolo di backlash θ_b e l'angolo di ingresso (input) θ_d sotto opportune ipotesi di albero rigido.

Assumendo quindi che la coppia di disturbo dell'albero (rigido) è nulla, il modello di isteresi è dato dalla seguente formulazione analitica:

$$\dot{\theta}_b(t) = \dot{\theta}_m(t) \quad \text{se} \quad \dot{\theta}_m(t) > 0 \quad \theta_b(t) = \theta_m - \alpha$$

$$\dot{\theta}_b(t) = \dot{\theta}_m(t) \quad \text{se} \quad \dot{\theta}_m(t) < 0 \quad \theta_b(t) = \theta_m + \alpha$$

$$\dot{\theta}_b(t) = 0 \quad \text{nei casi restanti}$$

Anche per questo modello, come nel modello dead-zone, è stato assunto un rapporto di trasmissione equivalente a 1.

Le relazioni qui sopra riportate rappresentano il modello di isteresi per backlash guidato in attrito, in cui il membro condotto conserva la sua posizione quando il gap di backlash non è completamente chiuso, come se agissero grandi forze d'attrito che lo mantengono fermo.

Un'alternativa al modello di isteresi guidato in attrito, è il modello di isteresi guidato in inerzia, in cui l'attrito è considerato nullo nel gap di backlash e il membro condotto continua il suo moto a velocità costante. Questo modello può essere rappresentato dalle seguenti relazioni:

$$\dot{\theta}_b(t) = \dot{\theta}_m(t) \quad \text{se} \quad \dot{\theta}_m(t) > 0 \quad \theta_b(t) = \theta_m - \alpha$$

$$\dot{\theta}_b(t) = \dot{\theta}_m(t) \quad \text{se} \quad \dot{\theta}_m(t) < 0 \quad \theta_b(t) = \theta_m + \alpha$$

$$\dot{\theta}_b(t) = 0 \quad \text{nei casi restanti}$$

I due modelli qui sopra citati, sia quello guidato in inerzia che quello guidato in attrito, sono stati descritti prima da Cosgriff nel 1958 e successivamente da Gelb e Vander Velde nel 1968; le loro teorie non tenevano conto del coefficiente di smorzamento dell'albero, come visto nel modello dead-zone e consideravano l'albero completamente rigido.

1.1.4 Controllo di velocità nei sistemi elastici con backlash interno

Quasi tutti i modelli visti sinora che hanno trattato il controllo della velocità, hanno assunto feedback solamente riguardanti la parte motrice.

In ambito industriale, si è soliti effettuare un controllo di velocità sul lato motore, in quanto risulterebbe economicamente dispendioso e difficoltoso (poiché non è semplice accelerare sistemi elastici di controllo con gioco sul carico) effettuare un controllo di velocità sul carico. Nonostante ciò, in alcune macchine (ruote di auto o camion, bracci meccanici di robot) che richiedono un controllo soprafino della velocità del carico, vengono installati numerosi sensori adibiti al controllo.

1.1.4.1 Controllo basato su funzioni descrittive

Il metodo più consono e più comunemente utilizzato per integrare un elemento non lineare in un problema di controllo di progettazione lineare è quello di esplicitare la non-linearità dalla sua funzione descrittiva, N , e quindi descrivere graficamente la parte lineare in modo tale che la sua funzione nel dominio della frequenza non intersechi $-1/N$ in un grafico Nyquist-Nichols.

Il metodo della funzione descrittiva fornisce una buona risoluzione per i cicli limiti in condizioni approssimative.

Spesso, la non linearità è descritta, da questo metodo, da un insieme di funzioni, in modo particolare quando le funzioni descrittive dipendono o dal punto di lavoro, o da un ignoto disturbo della coppia di carico, o se la non linearità stessa è incerta.

1.1.4.2 Feedback sul lato motore

Il feedback lineare della velocità misurata dal lato motore è il sistema di configurazione di controllo più utilizzato. Brandenburg nel 1986 sostenne che la funzione descrittiva del modello dead-zone con backlash usata per accertare il funzionamento dei PI-control con backlash può causare cicli limite le cui ampiezze dipendono dalla dimensione del disturbo della coppia del carico T_d . La coppia all'albero in uscita può essere compensata attraverso una coppia parziale in modo tale da rendere il sistema a ciclo chiuso asintoticamente stabile con una risposta transitoria simile a quella di un sistema lineare.

Nel 1994 Dhaouadi prese in considerazione un sistema dotato di 3 masse, un organo motore, un carico e una ruota dentata con la presenza di backlash (tra motore e ruota dentata) controllato da un modello dead-zone.

Venne posizionato un controller nel sistema meccanico ai fini di stimare la coppia all'albero all'uscita, il disturbo della coppia di carico e la velocità angolare del carico. La teoria di Brandenburg trovò un'ulteriore conferma nel 1994 in seguito ad uno studio di simulazione (condotto da Hori, ricercatore giapponese) in cui venne dimostrato che il PI-control di un sistema a due o tre masse con una componente di backlash tra le masse modellate secondo il modello dead-zone, è accompagnato da cicli limite sul lato del carico. Se il PI-control è completato con feedback da stati osservati, il ciclo limite può essere eliminato.

1.1.4.3 Feedback sul lato del carico

Esplicitando l'analisi della funzione descrittiva del VSS (controllori a struttura variabile di primo e di secondo ordine) e per i modelli di isteresi per backlash ad inerzia condotta, è indicata l'esistenza di cicli limite e la conclusione è confermata da simulazioni.

Un controllo approssimativo venne proposto dai ricercatori Lin, Yu e Xu (1996) con feedback dall'errore di posizione del carico e la sua derivata. Il backlash è modellato secondo il modello dead-zone e la parte lineare della macchina viene trattata come un sistema del secondo ordine; il modello non è esplicitamente utilizzato quando viene effettuato un metodo di controllo approssimativo. Il risultato è un controllore PD a tempo discreto leggermente non lineare con saturazione. Il controller è stato implementato su un banco di prova in laboratorio con un periodo di campionamento di 5 ms.

Dai dati presentati, sembra che la posizione, in uscita dal controllore PD, converge al punto di riferimento senza alcun errore e senza limite di ciclo.

Tale metodo di controllo introdotto dai ricercatori cinesi sembra essere in conflitto con le osservazioni riportate dai ricercatori Thomas, Shafer e Brandeburgs verso la fine degli anni '80. Questi, infatti, sostenevano che il feedback lineare dal lato del carico avrebbe provocato sempre cicli limite se all'interno del controller fosse stato presente un integratore. Tuttavia sembra che l'attrito non lineare, incluso nell'esperimento dei ricercatori cinesi (1996), faccia scomparire i cicli limite. Tuttavia un risultato generale delle ricerche di Brandeburg e Schafer fu quello che l'attrito Coulombiano, con attrito crescente, stabilizzasse un sistema con backlash, contrariamente, un sistema con backlash destabilizzasse fortemente un sistema con (o senza) attrito.

1.1.5 Controllo di posizione di sistemi elastici con gioco interno

Una soluzione meccanica alle problematiche di backlash nei sistemi ad alto controllo di posizione è chiamata ingranaggio anti-backlash che contiene due ruote dentate sul lato motore connesse tra di loro da una molla rigida che permette quasi sempre la chiusura del gap di backlash. Il prezzo da pagare per questo tipo di soluzione meccanica è la presenza di risonanza che limita la larghezza di banda del sistema stesso. I ricercatori Choi, Nakamura e Kobayashi nel 1996 presentarono un'idea interessante come alternativa alla soluzione meccanica appena trattata; l'idea consisteva nell'azionare l'ingranaggio attraverso due motori con precarichi di segno opposto in modo tale da chiudere completamente il gap di backlash. Contrariamente alla soluzione precedente, il disagio di questa tecnica ideata dai ricercatori giapponesi fu un alto consumo di energia per poter azionare l'ingranaggio.

2. ROTISMI EPICICLOIDALI e ROTISMI ORDINARI

Si definiscono rotismi quella tipologia di meccanismi in cui la trasmissione meccanica avviene attraverso l'accoppiamento tra due ruote dentate. Tra i rotismi si possono distinguere due categorie principali, rotismi epicicloidali e rotismi ordinari che presentano caratteristiche molto differenti. Nei primi gli assi delle ruote dentate ruotano attorno ad assi mobili, contrariamente, per i secondi, gli assi delle ruote dentate sono fissi. Il rapporto di trasmissione realizzabile con una coppia di ruote dentate è solitamente ristretto ad un intervallo compreso tra $1/6$ e 6 . Nel campo reale, tale intervallo viene ridotto a sua volta ad un intervallo più ristretto tra $1/4$ e 4 . Per operare al di fuori di questo intervallo, bisogna ricorrere a rotismi dotati di più ruote dentate accoppiate tra di loro, permettendo un miglior proporzionamento del rotismo riducendo ingombri e costi.

I rotismi epicicloidali consentono una trasmissione più piccola dei rotismi ordinari, hanno struttura più compatta, peso ed ingombro limitati e trovano un'applicazione favorevole nella realizzazione di rapporti di trasmissione molto piccoli con ridotto numero di ruote, sopportando carichi elevati e trasmettendo elevate coppie. Nei rotismi ordinari la riduzione della trasmissione avviene attraverso ingranaggi disposti parallelamente tra loro provocando un aumento degli ingombri e una grande debolezza all'aumentare dei carichi.

Un'altra caratteristica che contraddistingue i rotismi epicicloidali da quelli ordinari è l'equilibrio tra le forze trasmesse dagli ingranaggi all'interno del rotismo stesso. La coppia trasmessa dal portasatellite all'albero in uscita è l'unica componente non nulla. Nella figura sottostante viene rappresentato il più semplice rotismo epicicloidale che si può realizzare, dotato di due ruote dentate e un terzo membro accoppiato rotoidalmente alle ruote stesse. Come visto nella definizione di rotismo epicicloidale, si può mostrare che, tenendo bloccata la ruota 1 e portando in rotazione il membro 3 attorno ad O_1 , viene indotta una rotazione della primitiva della ruota 2 sulla primitiva della ruota 1.

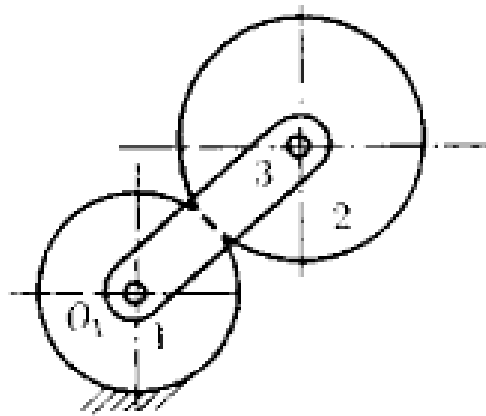


Fig. 2 - Rotismo epicicloidale con due ruote.

Se consideriamo il rotismo della figura sottostante, ottenuto dall'accoppiamento di 3 ruote dentate con un membro rigido, può essere classificato sia come rotismo ordinario sia come rotismo epicicloidale, a seconda di quale membro viene considerato telaio. Le ruote 1 e 2 sono accoppiate rotoidalmente con il membro rigido e la ruota 1, a sua volta, è accoppiata rotoidalmente ai membri 3 e 4 e con coppia superiore alla ruota 2. La ruota 2 è accoppiata rotoidalmente al membro 4 e con coppia superiore alle ruote 3 e 1. Infine la ruota 3 è accoppiata con coppia superiore alla ruota 2 e con coppia rotoidale alla ruota 1. Come detto in precedenza, abbiamo un'analisi cinematica differente se consideriamo il membro 3 o il membro 4 come telaio nonostante il membro 1 sia sempre il movente. Nel primo caso otteniamo un rotismo epicicloidale, nel secondo, viceversa, otteniamo un rotismo ordinario.

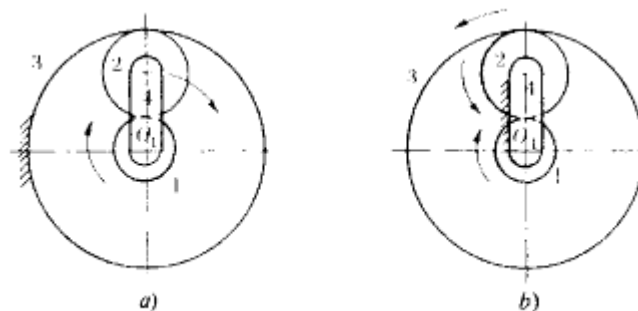


Fig. 3 - Rotismo a tre ruote con una ruota interna: a) rotismo epicicloidale; b) rotismo ordinario.

Non sempre in un rotismo epicicloidale esiste una ruota fissa, nella maggior parte delle applicazioni, infatti, tale meccanismo possiede due gradi di libertà con due ruote

chiamate satelliti vincolate rotoidalmente ad un membro rigido chiamante portasetellite rotante su un asse fisso.

Per poter arrivare al rapporto di trasmissione e quindi ad un'analisi cinematica più accurata di un generico rotismo epicicloidale, devono essere esplicitati alcuni dettagli rilevanti.

Indicate con Ω_i e Ω_p rispettivamente le velocità angolari della ruota i-sima e del portasetellite, possiamo ricavare il rapporto di trasmissione $\tau_0^{n,1}$ attraverso la seguente formulazione

$\tau_0^{n,1} = \frac{\Omega_n - \Omega_p}{\Omega_1 - \Omega_p} = \tau_0$ chiamata Formula di Willis dove Ω_n è la velocità angolare dell'ultima ruota n-sima, Ω_1 è la velocità della ruota che funge da movente. Ponendo tutto il rotismo in rotazione con velocità angolare pari a $-\Omega_p$, con modulo pari alla velocità angolare del porta satellite ma di verso opposto, possiamo trattare il rotismo stesso come un rotismo ordinario con velocità della prima e dell'ultima ruota (n-sima) rispettivamente pari a $\Omega_i - \Omega_p$ e $\Omega_n - \Omega_p$, il cui rapporto è il rapporto di trasmissione fornito nella formula di Willis.

Per semplificare la formula di Willis possiamo distinguere due casi, trattando il rotismo come un meccanismo ad 1 grado di libertà (fissando prima la ruota 1 e successivamente la ruota n-esima) o come un rotismo a 2 gradi di libertà.

Nel primo caso, ipotizzando fissa la ruota 1, otteniamo la seguente formulazione semplificata:

$$\tau_0 = \frac{\Omega_n - \Omega_p}{-\Omega_p} \text{ da cui, semplificando ulteriormente si ottiene } 1 - \tau_0 = \frac{\Omega_n}{\Omega_p}$$

ipotizzando fissa la ruota n-esima, otteniamo la seguente formulazione semplificata:

$$\tau_0 = \frac{-\Omega_p}{\Omega_i - \Omega_p} \text{ da cui, semplificando ulteriormente si ottiene } \frac{\Omega_p}{\Omega_1} = \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1}$$

Nel secondo caso, ipotizzando il rotismo a due gradi di libertà otteniamo la seguente formulazione semplificata:

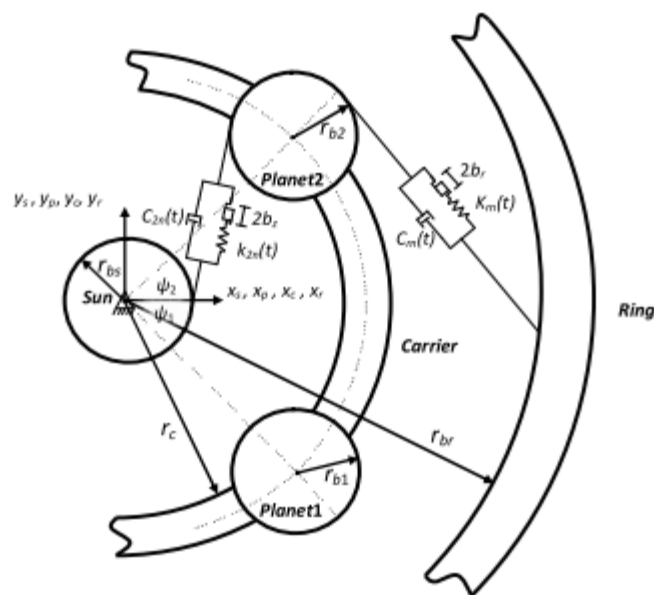
$$\Omega_p = \Omega_1 \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1} - \Omega_n \frac{1}{\tau_0 - 1}$$

2.1 Comportamento non lineare dei rotismi epicicloidali

I modelli usati per la modellazione dei rotismi epicicloidali prendono in considerazione anche le perdite dovute al non corretto contatto tra i denti degli ingranaggi che li costituiscono. Il riduttore epicicloidale viene solitamente modellato come una molla non lineare che periodicamente varia la sua rigidezza lungo la linea di azione; tutti gli altri supporti come ad esempio i cuscinetti, vengono trattati come molle lineari. La periodica variazione della rigidezza del riduttore è dovuta alla variazione del numero di denti di contatto durante la fase di rotazione del rotismo stesso. La separazione non lineare tra i denti è provocata sia da forti vibrazioni relative, sia alla presenza di backlash tra gli ingranaggi che sono utilizzati per la realizzazione del riduttore.

2.1.1 Modellazione della dinamica del riduttore epicicloidale

Un modello dinamico di un riduttore epicicloidale viene mostrato nella figura sottostante;



nel modello, il sole, l'anello esterno, il porta satellite e i satelliti sono portati in rotazione e traslazione grazie alla rotazione dell'albero in ingresso; smorzatori (ammortizzatori) e molle simulano la connessione della catena cinematica. L'origine di tale sistema meccanico si trova nella posizione non deflessa del centro del sole. L'angolo di posizione ψ_i del satellite è preso positivo in senso antiorario rispetto al satellite preso come punto di riferimento. Ipotesi e assunzioni che questo modello pone per la modellazione del rotismo epicicloidale sono:

il portasatellite viene assunto come elemento rigido, la flessibilità dei denti degli ingranaggi e il corpo degli ingranaggi stessi sono modellati come molle con variazione periodica della rigidezza lungo la linea d'azione.

I corpi vengono rappresentati nello spazio in due dimensioni, quindi il modello prevede un moto sia torsionale, sia traslante; inoltre la direzione del moto assunta dai satelliti è di tipo traslante e torsionale rispetto al portasatellite;

ogni molla è associata ad uno smorzatore viscoso lineare, proporzionale al valore principale della rigidezza e al valore del momento d'inerzia per poter dimostrare la dissipazione dell'energia del sistema.

Nella figura gli elementi centrali, sole, anello e portasatellite, sono vincolati a molle lineari soggette a traslazione e torsione con rigidezza rispettivamente pari a (k_s, k_{su}) , (k_r, k_{ru}) e (k_c, k_{cu}) .

I satelliti rispetto al portasatellite sono vincolati ad una rigidezza traslante e ad uno smorzamento viscoso.

L'ampiezza di queste rigidezze può essere scelta in accordo con la potenza che si vuole trasmettere attraverso gli ingranaggi centrali. Ciascun corpo di ogni ingranaggio che costituiscono il riduttore, è modellato attraverso un disco rigido di massa M_i , un momento di inerzia I_i , raggio base r_b e spostamento torsionale θ_i .

I satelliti sono posizionati lungo l'anello ad un raggio r_c e si trovano equamente distanziati tra loro formando un angolo ψ_i , definito positivo in direzione antioraria.

Una coppia di eccitazione T_s viene applicata al sole. L'accoppiamento tra sole/anello e satellite risulta essere caratterizzata da una variazione della rigidezza periodica nel tempo, definita come, $k_{sn}(t)/k_{rn}(t)$, soggetta ad una funzione lineare di backlash f_s/f_r che include una luce di ampiezza pari a $2b_s/2b_r$. Delle perdite di contatto tra i denti degli ingranaggi se ne tiene conto attraverso un coefficiente di smorzamento viscoso lineare costante definito come $c_{sn}(t)/c_{rn}(t)$. Tali coefficienti di smorzamento sono funzioni lineari dei principali coefficienti di rigidezza e della massa dell'ingranaggio. La funzione del coefficiente di smorzamento è pari a $C = \alpha M + \beta K$ dove C è pari al coefficiente di smorzamento, M la massa del riduttore, K la matrice di rigidezza e α e β sono coefficienti del sistema. A causa della continua rotazione del riduttore, l'accoppiamento tra gli ingranaggi è periodico ad una certa frequenza che è la medesima per tutti gli accoppiamenti in un rotismo epicicloidale monostadio. Dopo una prefazione sulla modellazione del rotismo epicicloidale, ciò che si vuole dimostrare è il comportamento non lineare di questo rotismo; per capire l'efficacia di questo modello, si può comparare quest'ultimo con il modello puramente rotazionale sviluppato da due ricercatori statunitensi Bahk e Parker. Per poter valutare l'efficacia

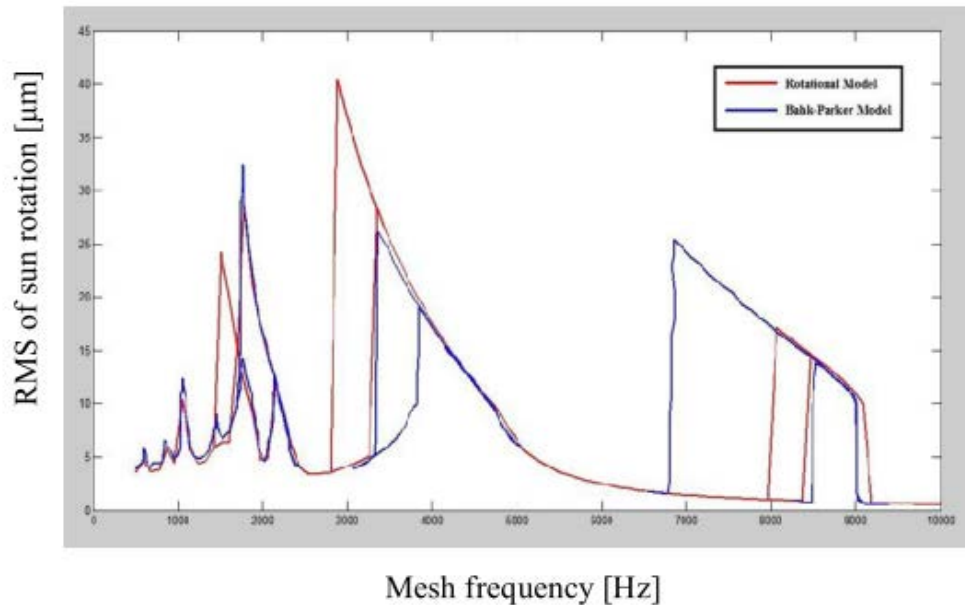
del modello vengono utilizzati gli stessi parametri adottati da Bahk e Parker nel loro modello e vengono ridotti i gradi di libertà del sistema meccanico per avere una condizione di sistema puramente rotazionale. I parametri utilizzati sono raffigurati nella tabella sottostante.

Parameter	Sun	Ring	Planet	Carrier
Number of teeth	27	99	35	-
Module (mm)	2.8677	2.7782	2.8677	-
Pressure angle (deg)	24.60	20.19	24.60	-
Working Center Distance (mm)		88.89		-
Root diameter (mm)	70.485	284.150	91.440	-
Outer diameter (mm)	84.074	304.800	105.004	-
Inner diameter (mm)	57.15	271.73	73.66	-
Base diameter (mm)	70.40	258.130	91.26	177.80
Translational bearing stiffness (N/m)	-	-	-	-
Rotational bearing stiffness (N.m/Rad)	0	2.19e9	0	2.19e9
I/r^2 (Kg)	3.11	4.89		24.80
Mass (Kg)		2.64		

I satelliti del rotismo sono complessivamente tre e sono equamente distanziati e gli angoli che essi formano sono rispettivamente 0° , 120° e 240° . Il piccolo backlash che viene scelto per gli accoppiamenti è pari a $b_s = b_r = 0,3$ mm. Una coppia costante $T_s = 1130$ Nm viene applicata al sole. Il valore medio della rigidezza nell'accoppiamento sole-satellite e anello-satellite è rispettivamente pari a $k_{sp} = 6.197e+8$ N/ μ m e $k_{rp} = 8.512e+8$ N/ μ m. I coefficienti di smorzamento del rotismo $C_{sn}(t)$ e $C_{rn}(t)$ sono stimati. I moti rotazionali di ciascun ingranaggio e portasatellite sono utilizzati come parametri per descrivere il comportamento dinamico del sistema meccanico. La vibrazione rotazionale del portasatellite θ_c è tendente al valore 0 in quanto si assume, come spesso accade, che la coppia all'albero d'uscita sia molto elevata. Le frequenze naturali del sistema rotazionale a confronto con le frequenze del sistema rotazionale analizzato da Bahk e Parker sono visualizzate nella tabella sottostante.

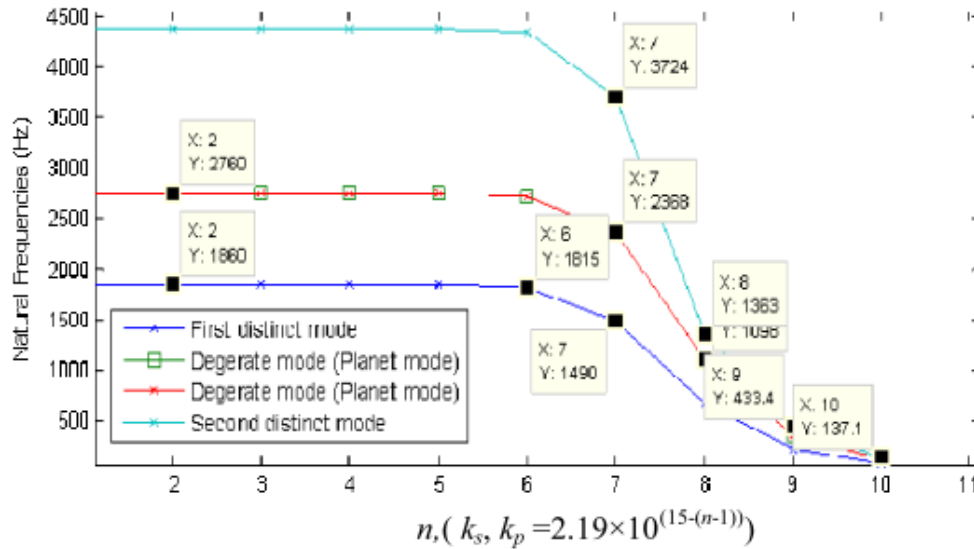
Natural Freq	Rotational model [Hz]	Bahk-Parker model [Hz]
ω_1	1847	1846
$\omega_3 = \omega_2$	2760	2744
ω_4	4387	4379

I risultati di entrambi i modelli, aumentando e decrementando la velocità all'ingresso, sono mostrati nel grafico sottostante; ci sono alcuni salti nel grafico alla velocità angolare ω_1 e alla velocità angolare ω_2 dovuti a picchi di risonanza ben distinti. Il picco di risonanza tende a sinistra, inducendo alcuni leggeri fenomeni di non linearità causati da un distacco tra i denti degli ingranaggi che costituiscono il rotismo.



Si verificano altri picchi di risonanza in prossimità della frequenza pari a 1600 Hz, 1800 Hz e 8000 Hz. Questi picchi di risonanza sono dovuti ad effetti combinati di instabilità parametrica tra armoniche in alta frequenza (provocate da variazioni di rigidità) e risonanze subarmoniche e superarmoniche.

Si può notare graficamente che anche andando a modificare la rigidità k_p dei cuscinetti del sole, dei satelliti e del portasatellite (costante per tutti e tre i casi), si hanno variazioni delle frequenze naturali dei singoli componenti come visto graficamente.



2.2 Rotismi epicicloidali della serie HP; funzionalità e caratteristiche tecniche

I riduttori epicicloidali della serie “HP” trovano impiego nelle applicazioni in cui è necessario garantire buona precisione del posizionamento e la dinamica della risposta. In molti casi applicativi sono richieste precisione e accuratezza, tuttavia non è spesso facile ottenere una grande precisione tantomeno un elevato controllo di queste grandezze in esercizio. Per questo motivo è necessario utilizzare un riduttore di standard qualitativo certificato con elevate doti di precisione unite a flessibilità di montaggio ed affidabilità d'utilizzo.

I riduttori della gamma HP sono progettati per garantire un gioco angolare controllato ed un'alta rigidità torsionale; possiamo riassumere sinteticamente i materiali con questi rotismi ad alta precisione sono costruiti generalmente:

gli ingranaggi solitamente sono di acciaio da cementazione 18NiCrMo5 UNI7846 con trattamento termico sulla dentatura di cementazione, tempra e rinvenimento. L'albero motore solitamente per l'albero in ingresso è un acciaio da bonifica 39NiCrMo3, UNI7845, tuttavia per l'albero in uscita si utilizza una ghisa sferoidale GS600-3 UNI4544 con i seguenti trattamenti termici, bonifica per l'acciaio, normalizzazione per la ghisa.

La carcassa solitamente viene realizzata in ghisa sferoidale GS600-3 UNI4544 allo stato normalizzato.

Le flange di attacco motore sono costituite da alluminio P-AISI1 MgM n – UNI9006. I cuscinetti all'uscita sono a sfere a contatto obliquo (classe di precisione P6), all'ingresso sono radiali a sfere (classe di precisione P6).

Gli ingranaggi sono stati progettati secondo le norme ANSI AGMA 2001 B88 e DIN 3990 per una vita non inferiore a 20000 ore.

Una buona progettazione con lavorazioni meccaniche precise sui componenti del rotismo e buoni trattamenti termici superficiali, implicano un elevato rendimento pari a 95% per rotismi bistadio e 97% per i rotismi monostadio.

Le velocità d'ingresso possono essere molto elevate (6.000 min^{-1}) in modo tale da contenere le dimensioni del gruppo motore-riduttore. Si possono quindi realizzare servomotori di dimensioni e pesi contenuti e ottenere la coppia necessaria attraverso elevate riduzioni di velocità. Queste tipologie di servomotori svolgono la loro funzione in esercizio a frequenze molto elevate in modo tale da evitare nel campo applicativo condizioni di risonanza e favorendo una trasmissione il più uniforme possibile. Il gioco massimo misurato tra l'albero di uscita e quello di ingresso bloccato è nelle esecuzioni standard migliore di sei primi d'arco (a richiesta è possibile avere l'esecuzione con gioco ridotto. Il valore del gioco ottenuto migliora grazie ad una elevata accuratezza costruttiva). Per quanto riguarda la rigidità torsionale, i diretti responsabili, per un miglioramento di questa caratteristica del rotismo sono la perfetta distribuzione dei carichi ed una accurata scelta dei materiali, consentendo anche un abbassamento dei valori di isteresi.

Si può notare da tabella la differenze tra due riduttori epicicloidali della serie HP. Il primo riduttore trattato è un riduttore HPS180, ovvero High Precision (Drive) Single (Stage), riduttore epicicloidale ad alta precisione monostadio di taglia massima (180). Il secondo riduttore epicicloidale è un riduttore HPD180, ovvero High Precision (Drive) Double (Stage), riduttore epicicloidale ad alta precisione bistadio di taglia massima (180). Come si può notare, un riduttore epicicloidale monostadio può arrivare a rapporti di trasmissione meno elevati rispetto ad uno bistadio, con rapporto di riduzione massimo di 10:1 e coppia massima trasmessa di 1200 Nm per il monostadio e rapporto di riduzione massimo di 100:1 e coppia massima trasmessa di 1200 Nm per il bistadio.

	i	T _{2B}	T _{2N}	T _{2not}	n _{1max}	n _{1N}	R _d	η %	gioco standard	gioco ridotto reduced	peso (*)		
									backlash	backlash	M _{i1}	F _{amax}	F _{rmax} weight (*)
HPS 180	4	1200	1100	2750	3000	1500	135	97	4'	3'	29,11	11000	11000 29,5 kg
	5	1200	1100	2750	3000	1500	135	97	4'	3'	22,31	11000	11000 29,5 kg
	7	1100	1050	2750	3000	2000	135	97	4'	3'	17,52	11000	11000 29,5 kg
	10	900	690	2250	3000	2000	135	97	4'	3'	14,32	11000	11000 29,5 kg

									gioco standard backlash	gioco ridotto reduced backlash				peso (*) weight (*)
i	T _{2B}	T _{2N}	T _{2not}	n _{1max}	n _{1N}	R _d	η %				M _{i1}	F _{amax}	F _{rmax}	
HPD 180	16	1200	1100	2750	3000	2500	135	95	7'	3'	11,31	11000	11000	33 kg
	20	1200	1100	2750	3000	2500	135	95	7'	3'	10,7	11000	11000	33 kg
	28	1200	1100	2750	3000	2500	135	95	7'	3'	10,4	11000	11000	33 kg
	40	1200	1100	2750	3000	2500	135	95	7'	3'	8,71	11000	11000	33 kg
	50	1200	1100	2750	3000	2500	135	95	7'	3'	8,65	11000	11000	33 kg
	70	1100	1050	2750	3000	2500	135	95	7'	3'	8,65	11000	11000	33 kg
	100	900	690	2250	3000	2500	135	95	7'	3'	8,65	11000	11000	33 kg

2.3 Rotismi epicicloidali Rossi Habasit Group; funzionalità e caratteristiche tecniche

Rossi Habasit Group è un'azienda leader nel settore della produzione di motoriduttori epicicloidali di precisione senza motore (coassiali e ortogonali). In generale i motoriduttori che l'azienda è in grado di realizzare prevedono buone caratteristiche meccaniche, con buona rigidezza torsionale, grande resistenza meccanica ad elevati carichi assiali e radiali, buone prestazioni e rendimenti e una grande facilità di applicazione. Rossi Habasit Group prevede alla realizzazione di due principali motoriduttori, coassiali e ortogonali;

In generale il riduttore si può presentare con cinque grandezze coassiali a 1 o 2 stadi di riduzione epicicloidali, tre grandezze ortogonali a 1 o 2 stadi di riduzione, due classi di gioco angolare asse lento (N gioco normale o 00 gioco ridotto); il riduttore viene dimensionato in ogni singola parte che lo compone ai fini di una maggiore rigidezza torsionale e minimo gioco angolare per trasmettere elevati momenti torcenti e per sopportare elevati carichi sull'albero lento. Solitamente l'albero lento è in acciaio bonificato 39NiCrMo3, come la carcassa monolitica. Gli ingranaggi sono cementati/temprati a dentatura esterna, che può essere sia cilindrica che conica realizzata attraverso rettifica, solitamente è in acciaio 17NiCrMo6 o 16NiCr4 e dentatura interna in acciaio bonificato.

2.3.1 Motoriduttore coassiale

A differenza dei rotismi epicicloidali della serie HP, come si nota in tabella, i motoriduttori coassiali di Rossi Habasit Group prevedono rapporti di trasmissione inferiori, variando da rapporto minimo di riduzione 10:1 sia per i motoriduttori monostadio a taglia minima (pari a 57) che per quelli a taglia massima (pari a 181) fino

ad un rapporto massimo di 50:1 dei motoriduttori bistadio a taglia massima (pari a 181). La coppia nominale dei motoriduttori coassiali, grazie al processo di fabbricazione, è molto elevata e varia in un range compreso tra un valore di minimo del motoriduttore coassiale di taglia minima di 22 Nm ad un valore di massimo del motoriduttore coassiale bistadio di taglia massima pari a 1160 Nm.

Grand. Size	Rotismo Train of gears	<i>i</i> 1)	S5 60% ²⁾ - <i>L</i> _h > 20 000 h													
			max 1 000 cicli / h - cycles / h, max 20 min													
			<i>M</i> _{N2}	<i>M</i> _{A2}	<i>M</i> _{E2}	<i>J</i> ₁	<i>n</i> _{N1}	<i>n</i> _{1max}	<i>F</i> _{T2}	<i>F</i> _{A2}	<i>η</i>	<i>Δφ</i> _{max}	<i>C</i> _{t2}	<i>L</i> _{pA}	<i>t</i> _{max}	
			a / at <i>n</i> _{N1}				<i>t</i> _{amb} = 20 °C					«N»	«00»			
			N m	N m	N m	kg cm ²	min ⁻¹	min ⁻¹	N	N				N m / °	dB(A)	°C
57	E	3,4	22	33	63	0,111	3 150	6 000	1 800	2 250	0,975	4	2	2	67	90
		4	22	33	63	0,093	3 150									
		5	22	33	63	0,079	3 500									
		7	22	33	56	0,07	4 000									
	2E	11,56	22	33	63	0,106	4 600	0,95	6	4	1,7	67				
		16	22	33	63	0,088	4 600									
		20	22	33	63	0,076	4 600									
		25	22	33	63	0,076	4 600									
		28	22	33	63	0,068	4 600									
		35	22	33	63	0,068	4 600									
181	E	3	520	860	2 400	44,5	1 500	3 000	15 000	14 750	0,975	3	1	145	69	90
		4	730	1 080	2 800	28	1 500									
		5	810	1 200	2 800	22,9	1 650									
		7	810	1 200	2 800	18,8	2 300									
		10	760	960	2 400	17	2 300									
	2E	12	700	1 000	2 800	43,4	2 700	0,95	5	3	122	69				
		16	910	1 330	2 800	27,3	2 700									
		20	1 140	1 670	2 800	22,5	2 700									
		25	1 160	1 700	2 800	22,4	2 700									
		28	1 200	1 750	2 800	18,6	2 700									
35		1 160	1 700	2 800	18,5	2 700										
40		1 200	1 750	2 800	16,9	2 700										
50		1 160	1 700	2 800	16,9	2 700										

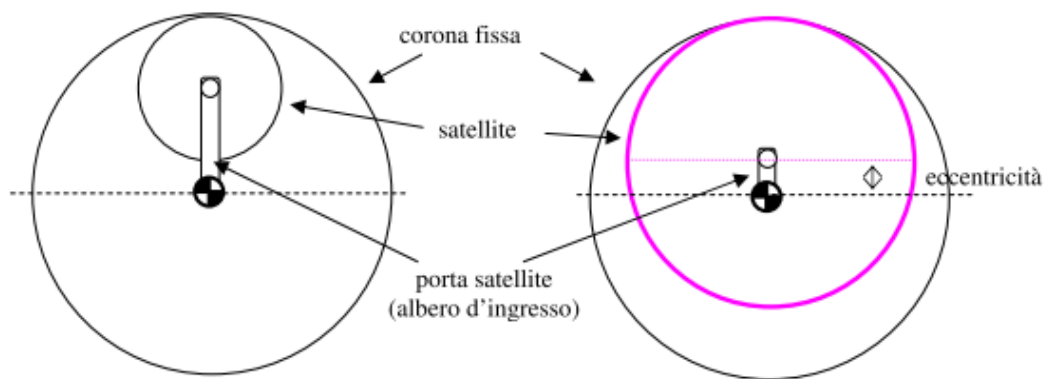
2.3.2 Motoriduttore ortogonale

I motoriduttori ortogonali rispetto a quelli coassiali presentano un rapporto di trasmissione minore variando da un minimo di 3,5:1 per motoriduttori a singolo stadio a taglia minima pari a 84, ad un massimo di 50 per motoriduttori bistadio a taglia massima pari a 143. Le coppie nominali all'albero d'uscita variano da un minimo 68 Nm per riduttori a taglia piccola fino ad un valore massimo di 407 Nm per riduttori bistadio di taglia massima.

Grand. Size	Rotismo Train of gears	<i>i</i> 1)	S5 60% ⁽²⁾ - L _n > 20 000 h													
			max 1000 cicli / h - cycles / h, max 20 min													
			<i>M</i> _{N2}	<i>M</i> _{A2}	<i>M</i> _{E2}	<i>J</i> ₁	<i>n</i> _{N1}	<i>n</i> _{1max}	<i>F</i> _{T2}	<i>F</i> _{A2}	η	Δφ _{max}		<i>C</i> _{t2}	<i>L</i> _{pA}	<i>t</i> _{max}
			a / at <i>n</i> _{N1}				<i>t</i> _{amb} = 20 °C					«N»	«00»	Nm / °	dB(A)	°C
84	EC	3,4	68	100	205	1,17	3 000	6 000	4 000	4 000	0,945	10	7	6,3	67	90
		4	73	107	230	0,907	3 000									
		5	71	104	210	0,692	3 200									
		7	69	102	206	0,511	4 000									
		10	50	73	190	0,425	4 000									
	2EC	11,56	68	100	205	0,708	4 000				0,92	11,5	8	5,3	67	
		16	73	107	230	0,56	4 000									
		20	73	107	230	0,469	4 000									
		25	71	104	210	0,461	4 000									
		28	73	107	230	0,398	4 000									
		35	71	104	210	0,394	4 000									
		40	73	107	230	0,37	4 000									
		50	71	104	210	0,368	4 000									
143	EC	3,4	323	539	1 170	16,4	2 000	4 000	9 600	10 000	0,945	9	6	40	69	90
		4	380	634	1 250	12,5	2 000									
		5	407	679	1 170	9,39	2 000									
		7	399	666	1 150	6,85	2 500									
		10	269	449	1 050	5,66	2 500									
	2EC	11,56	391	654	1 170	10,6	3 000				0,92	10	7	33,5	68	
		16	418	698	1 250	8,07	3 000									
		20	418	698	1 250	6,6	3 000									
		25	407	679	1 170	6,48	3 000									
		28	418	698	1 250	5,44	3 000									
		35	407	679	1 170	5,38	3 000									
		40	418	698	1 250	4,96	3 000									
		50	407	679	1 170	4,94	3 000									

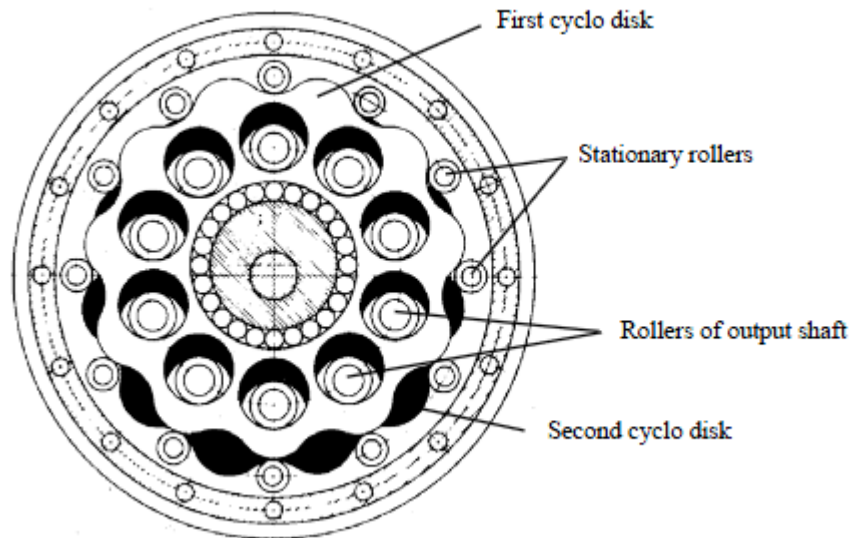
3. RIDUTTORI CICLOIDALI (CYCLODRIVE)

I riduttori cicloidali si basano sullo stesso principio di funzionamento dei rotismi epicicloidali. Entrambi i rotismi presentano un albero d'ingresso che forma un gomito, che porta un cuscinetto a rulli, su cui viene calettato successivamente un satellite; questo satellite è costituito da una ruota dentata a denti cicloidali che a sua volta ingrana su una corona dentata fissa esterna. L'asse della corona fissa coincide con l'albero d'ingresso. Dal disegno sottostante si possono vedere le analogie tecnico-funzionali dei due rotismi.



La realizzazione costruttiva di questo tipo di rotismo è finalizzata alla costruzione di sistemi rigidi ad alto rendimento e in grado di trasmettere un'elevata coppia motrice. Dal punto di vista tecnico si può vedere che l'albero di ingresso termina con un disco, posto eccentricamente rispetto all'asse dell'albero stesso, a cui si accoppia, a sua volta, il satellite su cui sono sagomati esternamente dei denti a profilo cicloidale. Il satellite a sua volta andrà ad ingranare con la corona esterna fissa, costituita da tanti rulli (quanti sono il numero dei denti del satellite più uno), che sostituiscono i denti cicloidali, disposti sulla parete interna.

Il satellite è l'organo principale per la trasmissione del moto all'albero condotto con rapporto di trasmissione unitario. Non si può collegare direttamente il satellite all'albero condotto in quanto l'asse di rotazione del satellite è un asse mobile, contrariamente all'asse di rotazione dell'albero condotto che ruota attorno ad un asse fisso coassiale a quello dell'albero d'ingresso. Per questo motivo nel disco costituente il satellite sono ricavati una serie di fori su cui andranno ad inserirsi appositi rulli solidali all'albero condotto. Il gioco diametrale tra rulli e fori nel satellite è pari al doppio dell'eccentricità in modo da consentire moto relativo tra albero condotto e satellite.



Anche per questo rotismo è consentita l'applicazione della formula di Willis per ricavare il rapporto di trasmissione del rotismo stesso. Indicando con S , C e P rispettivamente ω_S , ω_C e ω_P le velocità angolari della ruota satellite (S), della ruota dentata fissa (C) e dell'albero in ingresso (P) e indicando con Z_C e Z_S rispettivamente il numero di denti cicloidali della corona dentata (C) e della ruota dentata che costituisce il satellite (S), possiamo giungere alla seguente relazione:

$$\frac{\omega_C - \omega_P}{\omega_S - \omega_P} = \frac{-\omega_P}{\omega_S - \omega_P} = \frac{Z_S}{Z_C} \text{ da cui si può ricavare il rapporto di velocità pari a } \frac{\omega_S}{\omega_P} = \frac{Z_S - Z_C}{Z_C}$$

Un vantaggio importante di questo rotismo è l'assenza del solare che consente un'elevata riduzione del rapporto di trasmissione grazie ad un numero di denti prossimo tra satellite e corona esterna.

$$Z_S = Z_C + 1$$

3.1 Valutare l'efficienza di smorzamento dei rotismi Cyclodrive attraverso il ciclo di isteresi e carico di shock torsionale.

Rotismi Cyclodrive hanno guadagnato popolarità negli ultimi dieci anni grazie alle loro uniche caratteristiche che li contraddistinguono, quali la capacità di resistere fino al 500% di sovraccarico e un elevato rapporto di riduzione della trasmissione nonostante le sue modeste dimensioni di ingombro. I Cyclodrive possiedono un "movimento perso", o "lost motion" fino a $\pm 2.8^\circ$, che può essere attribuito a giochi meccanici o a deformazioni per contatto. Nonostante le molte caratteristiche interessanti riguardanti i

cyclodrive, viene condotta un'analisi comparativa tra questi rotismi e altri tipi con uno stesso elevato rapporto di riduzione. In questo breve paragrafo viene presentato il risultato dello studio sperimentale del fenomeno di isteresi nei rotismi Cyclodrive e le proprietà di smorzamento derivate da curve (non perfette) sotto carico torsionale. L'efficienza statica dei Cyclodrive, è significativamente più bassa dell'efficienza dinamica in modo particolare quando vengono caricati fino alla coppia nominale, e diminuisce significativamente quando sono sovraccaricati fino a quattro volte la coppia nominale.

3.1.1 Efficienza Cyclodrive

Come detto precedentemente, Cyclodrive sono usati per un'elevata riduzione di trasmissione e il loro ciclo operativo fu inventato da un ingegnere tedesco, Lorenz Braren. Una configurazione tipica di un rotismo Cyclodrive è costituita da due o tre cyclodisk che vengono installati su un albero a gomiti per bilanciare il carico radiale. I cyclodisks eseguono un movimento epicicloidale e ruotano su rulli fissi trasmettendo coppia motrice all'albero collegato all'uscita con una flangia di trasporto rulli. Durante il funzionamento Cyclodrive fino al 70% dei lobi sui cyclodisks sono impegnati con i rulli stazionari, il cui risultato si traduce in un'eccezionale capacità di carico e in una elevata capacità di resistere a sovraccarichi fino al 500%. Cyclodrive sono anche molto più piccoli rispetto ai rotismi convenzionali, hanno un'alta efficienza al di sopra del 92,5%, hanno eccezionale affidabilità e la durata di funzionamento può arrivare anche oltre i 20 anni. Cyclodrive possono fornire un rapporto di riduzione in uno stadio da 6:1 a 119:1, e fino a 1.000.000:1 in triplici stadi di riduzione. Cyclodrive possiedono un elevato adattamento torsionale e così vengono chiamati a "Lost Motion". Se l'albero in uscita viene bloccato, l'albero in ingresso può essere ruotato in entrambe le direzioni per un angolo fino a $\pm 2.8^\circ$ in condizioni di coppia di ingresso nulla. Quando viene applicata la coppia di ingresso lo spostamento rotazionale aumenta da 2.8° fino a circa 5.0° alla coppia nominale.

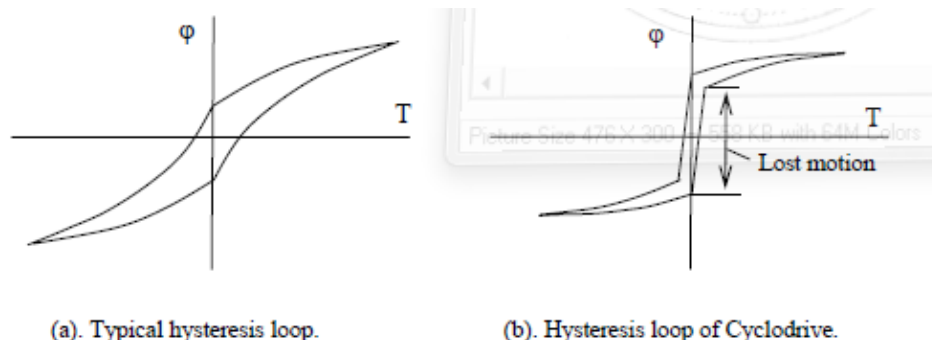
3.1.2 Indagine sperimentale riguardante il fenomeno di isteresi nei Cyclodrive

Il fenomeno di isteresi è un fenomeno ben noto nella scienza, il più noto tra i fenomeni di isteresi è l'isteresi ferromagnetica.

Non sono stati effettuati numerosi tentativi per indagare il fenomeno di isteresi nei rotismi meccanici. Dhaouadi cercò di dare una risposta al fenomeno di isteresi,

facendo alcune sperimentazioni su un harmonic drive per determinare la relazione nello spostamento di coppia, tenuto fisso l'albero in uscita del rotismo. Lo spostamento angolare viene applicato all'albero d'ingresso in modo sinusoidale con ampiezza controllata, e la coppia torcente risultante viene misurata dal sensore di coppia e registrata. I cicli di isteresi tracciati hanno una forma classica con le curve di carico, alle diverse ampiezze aventi lo stesso percorso. I ricercatori sono riusciti a dimostrare che il comportamento del rotismo, su cui sono state fatte una serie di simulazioni e analisi dettagliate, è ereditario e dipende non solo dallo stato attuale del sistema, bensì da tutti gli stati precedenti attraverso cui il sistema è passato. Un modello matematico di isteresi sull'unità armonica viene presentato sulla base di equazioni integro-differenziali e del concetto di ereditarietà. In questo modello la coppia ad ingranaggi flessibili è suddivisa in una coppia di rigidità e una coppia di attrito tenendo conto di tutta la storia di coppia applicata per un dato periodo di tempo. Le deformazioni per contatto hanno un impatto importante sul diagramma coppia-spostamento, e ciò implica che tale modello matematico può essere applicato ad alcune Harmonic Drive. Nella figura sotto riportata, sul lato sinistro, viene rappresentata una curva di isteresi 'classica'. I Cyclodrives, come viene mostrato sul lato destro della figura, hanno un ginocchio nella curva di isteresi in prossimità dell'origine, dovuta all'effetto di 'lost motion'. L'area all'interno dell'anello rappresenta le perdite del sistema. Si possono valutare l'efficienza dei Cyclodrive se andiamo a mettere in relazione quest'area con l'area sottesa alla curva di carico

Uno dei produttori di Sumitomo Heavy Industries sostiene che l'efficienza del Cyclodrives sotto il carico nominale è superiore del 92,5%

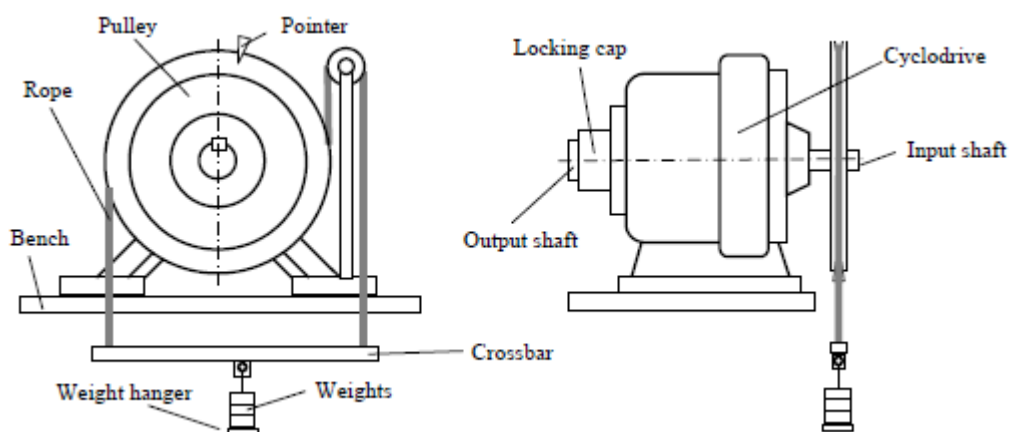


3.1.3 Setup sperimentale

E' stato sviluppato a Brisbane, Australia (School of Engineering Systems and Queensland University of Technology) uno speciale setup sperimentale per effettuare un'indagine sul fenomeno dell'isteresi nei Cyclodrive, mostrato nella figura sottostante al paragrafo.

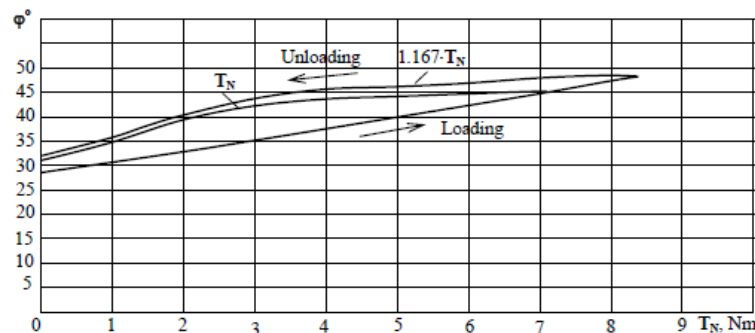
Per approfondire questa tematica è stato posto sotto osservazione un Cyclodrive CHH-4130-87 da Sumitomo Heavy Industries (Giappone). E' stata valutata la potenza di uscita $P = 1,14 \text{ kW}$ ad un regime di velocità in ingresso pari a 1500 rpm e con coppia all'uscita pari a $T = 585 \text{ Nm}$. Il rotismo è stato posizionato sopra un foglio di gomma su un banco per prevenire eventuali forze indesiderate od eventuali manifestazioni di vibrazioni trasmesse al sistema dall'ambiente circostante. La flangia posta all'estremità del disco è stata rimossa e sostituita da uno speciale organo di bloccaggio collegato all'albero di uscita da un giunto chiave e imbullonato alla scatola. Per evitare che lo spostamento del giunto chiave influenzi lo spostamento torsionale, sono stati posizionati tre bulloni sull'organo di bloccaggio per premere la chiave nella scanalatura sull'albero di uscita. Una puleggia, di raggio $R = 0,116 \text{ m}$, è stata installata sull'albero di ingresso e collegata mediante un sistema di bloccaggio e il giunto chiave. raggio della puleggia era $R = 0,116 \text{ m}$.

Un quadrante circolare con un incremento di $0,5^\circ$ è stato incollato alla puleggia. Per effettuare la lettura di uno spostamento angolare di un puntatore è stato fissato l'alloggiamento. Per applicare una coppia di forze all'albero di ingresso un cavo sintetico di diametro 5 mm è stato avvolto intorno alla puleggia sull'albero di ingresso ed un rullo è stato incernierato alla colonna collegata ai piedi del Cyclodrive. Entrambe le estremità della corda sono fissate alla sbarra orizzontale posto sotto al banco, a cui viene applicato in mezzeria un peso.



I pesi sono stati attaccati al gancio (weight hanger) con un incremento di 5 N per la serie di esperimenti con le massime coppie all'ingresso da T_N a $2 T_N$, e incrementi di 5N e 10N per la serie di esperimenti con le massime coppie d'ingresso da $2 T_N$ a $4,5 T_N$ (con T_N si indica la coppia nominale d'ingresso). Per tracciare un ciclo di isteresi completo il Cyclodrive è stato dapprima caricato in senso orario, successivamente scaricato, e poi nuovamente caricato in senso antiorario e scaricato. Per ciascun incremento di peso (e coppia) è stato registrato lo spostamento angolare, e durante l'inversione di coppia, è stato registrato il 'movimento perduto'. Ogni esperimento è stato ripetuto 10 volte e si è calcolato successivamente la media dei risultati. Il Cyclodrive è stato caricato per i seguenti valori di coppia massima all'ingresso: T_N ; $1.167 T_N$; $1.33 T_N$, e $1,5 T_N$, $2 T_N$; $2,5 T_N$; $3 T_N$; $3,5 T_N$; $4 T_N$, e $4,5 T_N$. Per ogni valore della coppia massima di carico ciclo di isteresi è stata tracciata.

3.1.4 Utilizzo del ciclo di isteresi per verificare l'efficienza dei Cyclodrive



La figura, qui sopra riportata, raffigura i cicli di isteresi per diversi valori di coppia di carico massimo di T_N e $1.167 T_N$.

Per ottenere un'immagine più chiara in figura solo una metà dei cicli di isteresi sono mostrate nel primo quadrante. Come si vede, le curve di carico per entrambi i valori di coppia massima di carico seguono lo stesso percorso e sono molto vicine ad un profilo lineare. Le curve di scarico seguono diversi percorsi e i cicli di isteresi per valori più piccoli della coppia di carico possono essere inglobati all'interno del ciclo di isteresi per valori di coppia maggiori. È interessante osservare che durante la fase iniziale di scarico la curva di isteresi rimane insensibile al decremento di coppia e le curve di scarico assumono una configurazione quasi orizzontale. Solo quando la coppia è stata ridotta di oltre il 30% lo spostamento angolare inizia a diminuire. Il "Lost motion" rimane $\pm 2,8^\circ$ in quasi tutti i casi, tuttavia, l'ampiezza del ciclo di

isteresi lungo l'asse verticale di simmetria (la differenza di posizioni angolari dell'albero di ingresso all'inizio della fase di carico e alla fine della fase di scarico) aumenta al valore della coppia massima di carico.

L'area del ciclo A_1 (area tra le curve di carico e scarico) rappresenta la quantità di energia persa (dissipata) nel sistema e nell'ambiente circostante. L'area sotto la curva di carico A_0 curva (con riferimento all'asse ϕ) rappresenta l'energia totale fornita al sistema. Per il ciclo di isteresi corrispondente alla coppia nominale T_N queste aree sono: $A_1 = 5.4$ unità (quadrati) e $A_0 = 12,5$ unità (quadrati). L'efficienza del Cyclodrive può essere valutata utilizzando una formula $\eta = [(A_0 - A_1) / A_0] * 100\%$, che fornisce il valore $\eta = 56,8\%$.

Questo valore è significativamente inferiore (di un fattore di 1,6) dell'efficienza dei Cyclodrive in eccesso del 92,5% riportato dal costruttore. In questo esperimento l'efficienza statica è valutata quando l'albero di uscita è fissato e la coppia di carico è applicata all'albero di ingresso.

Il produttore ha valutato l'efficienza dinamica quando la trasmissione è in movimento. Come ben si sa il coefficiente di attrito statico è tra il 20% e il 25% maggiore del coefficiente di attrito dinamico. Un altro punto interessante è che le perdite di energia, quando il Cyclodrive è in esecuzione, sono associate all'energia necessaria per vincere la resistenza meccanica di rotolamento, che è relativamente piccola. Quando si valuta l'efficienza statica le perdite di energia sono associate sia alla resistenza meccanica di rotolamento sia alla deformazione degli elementi del treno di azionamento (deformazione torsionale e per contatto), che sono significativamente superiori all'energia spesa per vincere solo la resistenza al rotolamento. L'assenza di attrito radente nei Cyclodrive spiega perché la loro efficienza dinamica è significativamente più alta rispetto ad altri tipi di rotismi con parametri simili. L'efficienza statica del sistema valutato per la massima coppia di carico $2 T_N$ e $4 T_N$ fornisce valori di rendimento rispettivamente pari a $\eta = 47,1\%$, e $\eta = 39,68\%$. Questo ci permette di affermare che la diminuzione in termini di efficienza statica a $2 T_N$ e $4 T_N$ è stato rispettivamente del 17% e del 30%. Questo indica che l'efficienza del Cyclodrive diminuisce significativamente quando il rotismo viene sovraccaricato.

3.2 Valutare lo smorzamento nei Cyclodrive usando carichi shock torsionali

Lo smorzamento nei Cyclodrive può essere valutato applicando il carico shock torsionale e registrando le relative curve. Il decremento logaritmico e il fattore di

smorzamento possono essere calcolati attraverso un confronto tra le ampiezze dei confinanti cicli di oscillazione.

3.2.1 Setup sperimentale e relative procedure

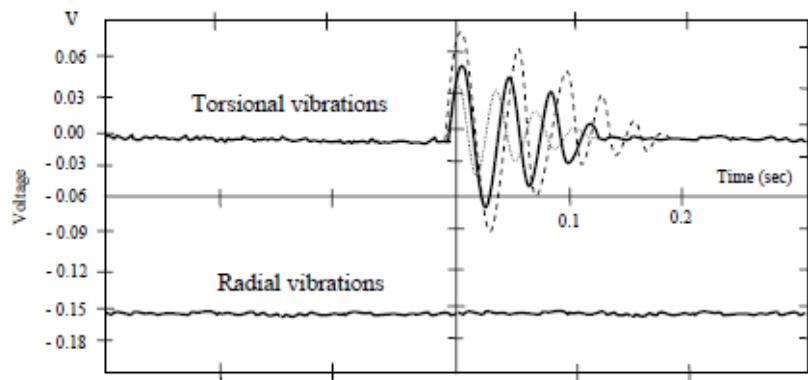
E' stato utilizzato lo stesso setup sperimentale come nell'esempio descritto in precedenza. Due accelerometri sono attaccati alla puleggia - uno in prossimità dell'albero di ingresso per misurare vibrazioni radiali sull'albero, e un altro sulla parte periferica della puleggia in direzione tangenziale per misurare le vibrazioni torsionali. Poiché l'eccitazione è applicata come una coppia di forze, le vibrazioni radiali sull'albero sono trascurabili. Per caricare il Cyclodrive alla coppia nominale una massa di 6,4 kg deve essere attaccata al gancio. Per applicare una coppia diversa, i pesi possono essere calcolati attraverso il rapporto di coppia. L'eccitazione shock torsionale è applicata facendo cadere un peso da un'altezza specificata su un peso superiore fissato sul gancio.

Gli esperimenti sono condotti per diverse combinazioni di carico di caduta e di coppie di carico. Nella prima serie di esperimenti è stata utilizzato un peso di caduta pari a 200 g e la coppia di carico è stata aumentata da $0,25 T_N$ a $4,5 T_N$ con un incremento di $0,25 T_N$. Nella seconda serie di esperimenti sono state utilizzate coppie di carico da T_N a $4 T_N$ con un incremento di $0,25 T_N$, e il peso di caduta di 400g e 800 g.

3.2.2 Risultati sperimentali riguardanti l'eccitazione torsionale dei Cyclodrive

La figura sottostante illustra le curve ottenute con una coppia di carico pari alla coppia nominale. Curve simili sono state ottenute per le diverse combinazioni della coppia di carico e del peso di carico. Come si vede in figura, le vibrazioni radiali dell'albero sono trascurabili come il risultato di eccitazione torsionale. L'ampiezza delle vibrazioni radiali è così piccola che il segnale non può essere distinto dal rumore. La forma delle curve per vibrazioni torsionali indica che il Cyclodrive è sottosmorzato, il che significa che il rapporto di smorzamento $\zeta < 1$. Il valore della massa di caduta è di fondamentale importanza sulla morfologia della curva. Valori più grandi del peso di caduta provocano una diminuzione della frequenza naturale e un aumento del tempo necessario per smorzare le vibrazioni. Il decremento logaritmico δ può essere trovata mediante la seguente espressione

$$\delta = (1/n) \cdot \ln(X_0 / X_{n+1}) \quad \text{dove} \quad n = \text{numero di cicli e } X_i = \text{ampiezza del ciclo } i\text{-esimo}$$



Per un valore noto del decremento logaritmico δ il rapporto di smorzamento può essere calcolato come segue

$$\zeta = \delta / \sqrt{(2\pi)^2 + \delta}$$

I valori del decremento logaritmico e del rapporto di smorzamento possono essere calcolati attraverso le equazioni qui sopra riportate per un valore di coppia di carico nominale, altrimenti si possono ricorrere, per valori di coppia non nominali, ai valori riportati nella tabella sottostante.

Loading torque	Drop weights, g	Logarithmic decrement, δ	Damping ratio, ζ
T_N	200	1.053	0.1652
	400	0.787	0.1243
	800	0.443	0.0703

3.3 Cyclodrive Sumitomo Drives Technologies



L'azienda realizzatrice di questi sofisticati rotismi che viene trattata è la Sumitomo Drive Technologies; tale industria produttrice fornisce Cyclodrive ad alta precisione adibiti in modo particolare nel campo della robotica, dell'automotive e applicati in alcune particolari macchine industriali che richiedono un livello sofisticato di precisione del sistema meccanico su cui sono installati.

Per i rotismi della serie FA sono previste e garantite dalla casa madre Sumitomo Drives Industries caratteristiche tecniche e performance molto valide, con una riduzione del lost motion da 2 arcmin per un cyclodrive generico fino ad un massimo di 1 arcmin; il cyclodrive viene assemblato senza backlash meccanico tra i componenti che lo costituiscono e presentano una buona compattezza in termini dimensionali. Anche le vibrazioni sono molto ridotte grazie ad un'ottima distribuzione del carico sui 3 cyclo disks sfasati di 120° da cui è costituito il rotismo; presentano infine elevate coppie nominali e elevate coppie massime raggiungibili allo spegnimento d'emergenza e soprattutto elevati rapporti di riduzione che variano da 29:1 a 179:1. Per la serie FA possono essere contraddistinte alcune versioni che presentano caratteristiche simili;

- Versione FC-A con gruppo di riduzione standard senza supporto cuscinettato per la flangia d'uscita;
questa versione è caratterizzata da ben sei dimensioni per il montaggio, rapporti di riduzione singoli che variano da 29:1 fino ad un massimo di 179:1, una coppia nominale all'uscita fino a 5,140 Nm, coppia massima ammissibile per un arresto di emergenza pari a 24,000 Nm, velocità all'ingresso fino a 6,150 rpm, Lost motion raggiungibile fino a 1 arcmin.

FC-					
A 15 G	A 25 G	A 35 G	A 45 G	A 65 G	A 75 G
Reduction ratios / Übersetzungen					
-	29	29	29	29	29
59	59	59	59	59	59
89	89	89	89	89	89
-	119	119	119	119	119
-	-	-	179	179	-
Rated output torque [Nm] at $n_{1m} = 1500 \text{ min}^{-1}$ / Nennabtriebsdrehmoment [Nm] bei $n_{1m} = 1500 \text{ min}^{-1}$ n_{1m} = mean input speed / mittlere Antriebsdrehzahl					
149	349	668	1390	2570	3900

- Versione F1C-A con flangia d'uscita e singolo sistema di cuscinettamento a rulli;
questa versione cyclodrive prevede le stesse caratteristiche della precedente versione ovvero medesima coppia d'uscita, velocità d'ingresso e coppia

massima raggiungibile in caso di spegnimento d'emergenza con l'aggiunta di un sistema di cuscinetti compreso nel pacchetto.

- Versione F2C-A riduttore di velocità con flangia d'uscita e un sistema di rulli conici integrati;

tale versione prevede quattro dimensioni diverse del riduttore, con medesimi rapporti di riduzione dei casi precedenti, da 29:1 ad un massimo di 179:1 con coppia nominale all'uscita pari a 1,830 Nm, con coppia massima raggiungibile per un arresto di emergenza pari a 7,210 Nm, con velocità all'ingresso fino ad un massimo di 6,150 rpm e Lost Motion raggiungibile fino a 1 arcmin. Come si può notare questo rotismo ammette una coppia nominale all'uscita più ridotta rispetto ai casi precedenti, presentando un vantaggio in termini di dimensioni, in quanto queste risultano più ridotte consentendo un minor ingombro nel sistema meccanico in cui verrà applicato.

F2C-			
A 15	A 25	A 35	A 45
Reduction ratios / Übersetzungen			
-	29	29	29
59	59	59	59
89	89	89	89
-	119	119	119
-	-	-	179
Rated output torque [Nm] at $n_{1m} = 1500 \text{ min}^{-1}$ / Nennabtriebsdrehmoment [Nm] bei $n_{1m} = 1500 \text{ min}^{-1}$ n_{1m} = mean input speed / mittlere Antriebsdrehzahl			
149	349	668	1390

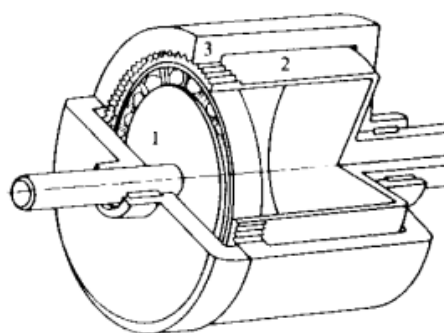
Qui sotto viene riportato un'esempio di un cyclodrive F1C-A15



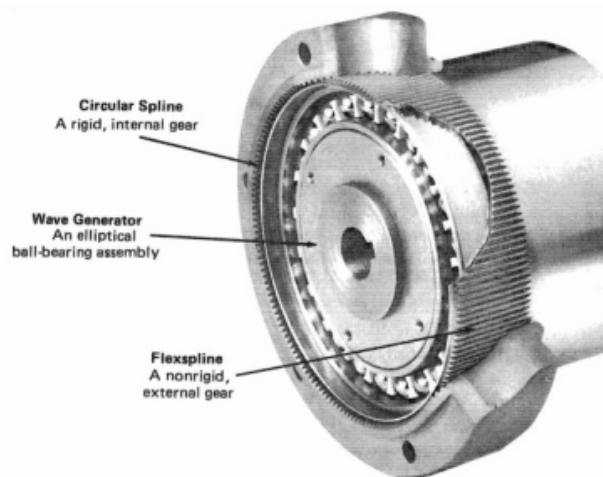
4. HARMONIC DRIVE

L'Harmonic Drive è un'altra trasmissione adatta per la riduzione del rapporto di trasmissione assai noto tra i rotismi. Questo rotismo, consta di tre membri, un generatore di movimento ondulatorio armonico (grazie ad un cuscinetto volvente ellittico), un anello di acciaio flessibile provvisto di dentatura esterna (deformato dal cuscinetto ellittico) e una corona esterna con dentatura interna. Come per il Cyclodrive anche per questo particolare rotismo il numero di denti della corona esterna differisce di poco dal numero di denti dell'anello flessibile. I denti hanno una forma particolare per consentire un miglior accoppiamento tra i due componenti dell'Harmonic Drive. Il principio di funzionamento è molto semplice ed è costituito da una serie di passaggi che consentono tuttavia elevate riduzioni.

Gli Harmonic Drive sono particolari sistemi di trasmissione flessibili, ampiamente utilizzati nel campo della robotica, della misurazione (con elevata precisione), nel campo militare, grazie ai numerosi vantaggi che conseguono la loro applicazione in questi settori, ovvero, gioco tendente allo zero, peso trascurabile, alto livello di riduzione nella trasmissione, design molto compatto. D'altro canto, oltre ai numerosi vantaggi che comportano, seguono alcune caratteristiche negative che possono essere raggruppate in un'unica espressione, definita trasmissione non lineare, che comprende errori cinematici, attriti, flessibilità che comportano un degrado a livello di performance nella trasmissione.



Schema dell'Harmonic Drive:
1: perno ellittico;
2: ruota flessibile;
3: corona rigida

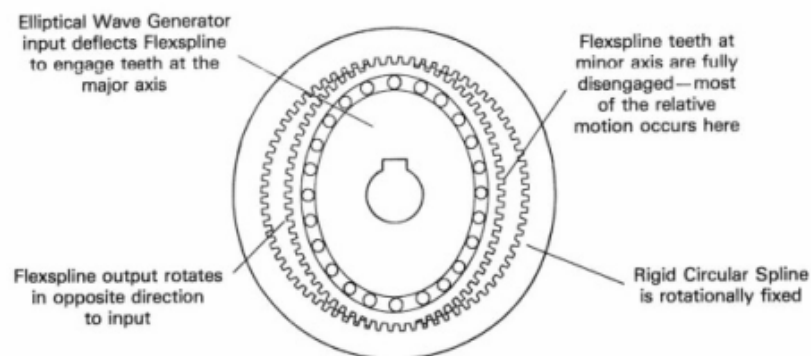


Un motore elettrico porta in rotazione il perno ellittico, il quale, grazie alla sua particolare forma, provoca la deformazione dell'anello in acciaio a cui è accoppiato; l'anello metallico, una volta deformato, comincia ad ingranare con la corona esterna e,

poiché le ruote dentate hanno lo stesso passo, l'ingranamento, che avviene nelle zone corrispondenti all'asse maggiore dell'ellisse, interessa un uguale numero di denti. Quando il perno ellittico ha compiuto un giro completo, l'ingranamento avrà interessato gli Z_3 denti della corona circolare esterna, di conseguenza, avrà interessato altrettanti (Z_3) denti dell'organo flessibile. Poiché l'anello flessibile possiede Z_2 denti, pari a $Z_3 - 2$, significa che la ruota flessibile sarà in ritardo di due denti. Per capire in modo più semplice questa spiegazione possiamo introdurre la relazione che determina il rapporto di trasmissione τ ; supposto un numero di giri del perno ellittico pari a Z_2 , l'anello flessibile compirà $Z_2 - Z_3 = -2$ giri. Quindi la relazione che determina il rapporto di trasmissione è la seguente:

$$\tau = \frac{Z_2 - Z_3}{Z_2}$$

Come detto in precedenza, questo rotismo consente un'elevata riduzione, arrivando sino a 320:1 con piccolo ingombro e accuratezza elevata e massa.



Ci sono state, e ci sono tuttora, molteplici ricerche e numerosi approfondimenti riguardanti i principali parametri che governano la trasmissione di questi innovativi sistemi di trasmissione, e vengono sviluppati nuovi algoritmi per il controllo della non linearità di trasmissione.

Alcuni ricercatori dell'università del Texas si sono prestabiliti di dare alcune spiegazioni e motivazioni riguardanti gli errori cinematici che provocano la non linearità di trasmissione negli harmonic drives. L'obiettivo della ricerca è:

1. Creare un modello accurato di isteresi sottoforma di un'equazione differenziale con l'ausilio di uno schema di identificazione di un parametro costruttivo e un'ampia validazione sperimentale

2. Creare un modello di attrito dinamico sottoforma di equazione differenziale per rappresentare la posizione dell'harmonic drive
3. Sviluppare diversi algoritmi basati sulla non linearità di trasmissione, per migliorare le prestazioni degli harmonic drive.

Il lavoro più complesso svolto da tale ricerca, è quello di compensare gli errori cinematici in presenza di altri parametri fondamentali della trasmissione. La stabilità asintotica con l'utilizzo degli algoritmi sviluppati dalla ricerca dell'università texana è basata sulla teoria della stabilità asintotica di Lyapunov. La miglior prestazione fornita da questi algoritmi, rispetto agli schemi tradizionali, è dimostrata usando dati sperimentali. I responsabili alla formazione di backlash in un rotismo meccanico sono:

ERRORI CINEMATICI imputabili alla differenza tra la posizione ideale e la posizione reale che si ottiene all'uscita. In un rotismo ideale si presuppone che il rapporto di trasmissione si mantenga costante durante tutto il periodo di moto, tuttavia, seppur minimo, esiste sempre un piccolo errore cinematico che comporta questa differenza tra caso ideale e reale.

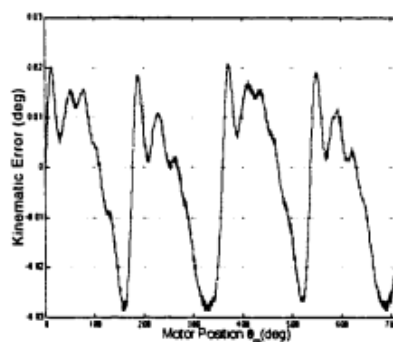


Figure 1.3: Typical kinematic error waveform

FLESSIBILITA' E ISTERESI: la flessibilità in un Harmonic drive è imputabile a diversi componenti del rotismo stesso, come ad esempio, il cuscinetto a sfere ellittico, i denti degli ingranaggi e la chiavette flessibili. Interazioni non lineari tra questi componenti con la presenza di attrito lungo la superficie di contatto, provoca un fenomeno chiamato isteresi. Nei sistemi meccanici effetti di flessibilità ed effetti di dissipazione di energia non possono essere separati tra loro. Tipicamente una curva di isteresi sperimentale, è ottenuta guardando alla porta di uscita e controllando lo spostamento angolare alla porta di ingresso per determinarne una forma d'onda periodica. La curva qui sotto riportata presenta una combinazione di isteresi e flessibilità che caratterizzano un rotismo, e l'area sottesa alla curva rappresenta l'energia dissipata.

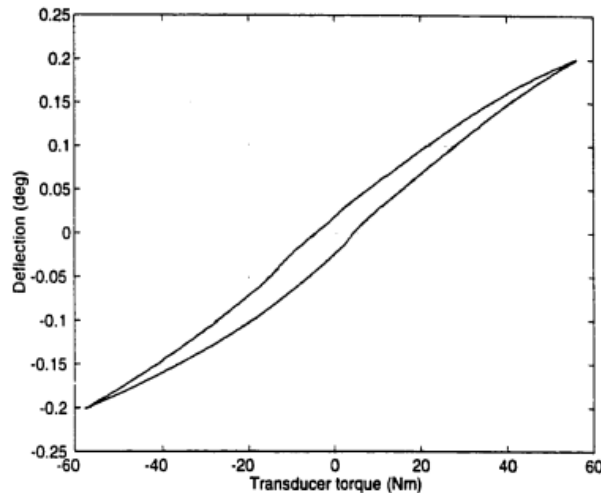


Figure 1.4: Typical hysteretic behavior in harmonic drives

FRICITION: una parte dell'attrito totale che non contribuisce alla realizzazione dell'area sottesa al grafico riguardante l'energia dissipata, forma attrito dalla parte opposta che produce effetti dinamici non lineari, specialmente a basse velocità in particolar modo in direzione opposta a quella di moto.

4.1 Modellazione e descrizione dell'incertezza dell'Harmonic Drive

Come sostenuto in precedenza gli Harmonic Drive devono essere presi in considerazione grazie alle loro caratteristiche di compattezza, di elevata riduzione del rapporto di trasmissione e di backlash quasi nullo. Tuttavia dobbiamo trattare alcuni fenomeni non lineari e il loro impatto che hanno sulla dinamica di questi rotismi che ne condizionano la linearità nella trasmissione.

La progettazione di controllori ad alte prestazioni di coppia e di posizione, adibiti in modo particolare nel campo della robotica, richiede un'ampia conoscenza delle unità coinvolte nel rotismo.

In passato furono ideati alcuni modelli che descrivevano dettagliatamente il comportamento cinematico e la cinematica non lineare che caratterizzano gli Harmonic Drive. La trasmissione, che proviene dall'interazione dei denti degli ingranaggi (tra corona esterna fissa, internamente dentata e anello di acciaio flessibile) e dalla deformazione dell'anello elastico, a causa di elevate forze radiali, è comunemente approssimata da una curva di rigidezza lineare non lineare a tratti. Timothy Tuttle (San Francisco, California 1992) fu uno dei primi ricercatori a condurre

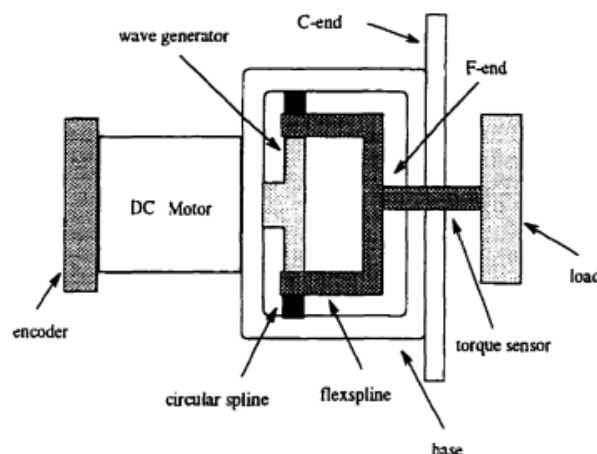
sperimentazioni dettagliate basate sugli errori cinematici e sugli effetti d'attrito che caratterizzano gli Harmonic Drive.

Dalle prime osservazioni sperimentali si dimostrò che la caratteristica principale che compare nella trasmissione di coppia è un fenomeno di isteresi, tipicamente dovuta alle condizioni di funzionamento del rotismo. Gli effetti di isteresi (come un semplice attrito Coulombiano) ,che condizionano la rotazione dell'albero in uscita dal rotismo non possono essere ignorati, bensì devono essere studiati e analizzati attentamente per poterli limitare. L'università di Toronto, Canada, già nel 1997 cominciò ad occuparsi di questo problema, e fu in grado di individuare una serie di parametri per completare lo sviluppo del modello (che raccoglieva tutti i dati sugli effetti di isteresi e di attrito) adibiti alla progettazione di controllo di coppia e di moto.

Il primo punto della trattazione è la presentazione del modello robot a giunto flessibile. Il secondo punto propone una serie di sperimentazioni sui domini di tempo e frequenza per verificare la coerenza del modello proposto con i dati sperimentali. Successivamente vengono trattati i domini della frequenza basati su una descrizione dell'incertezza per tenere conto di dinamiche non modellate ad alta frequenza. Per concludere, la trattazione introduce la funzione descrittiva e metodi particolari per ricavare i limiti di incertezza dei giunti flessibili nei robot.

4.2 Modelli di trasmissione con Harmonic Drive e Attuatori

L'intero sistema, compreso attuatore e Harmonic Drive, può essere suddiviso in ben cinque sottoinsiemi tra cui, l'amplificatore del motore, il generatore di onde (l'albero all'ingresso con perno sagomato ellitticamente), le flex spline (chiavette o linguette flessibili), le circular spline (chiavette o linguette circolari) e infine il carico.



4.2.1 Primo sottosistema: amplificatore del motore

L'albero motore è guidato da τ_m la coppia motrice, proporzionale alla corrente di ingresso i_m , nella regione non satura del sistema dell'amplificatore del motore.

$\tau_m = k_t i_m$ con coppia motrice costante

La relazione che lega invece u , amplificatore all'ingresso, la corrente motrice i_m e la velocità del rotore $\dot{q}_\omega$ è la seguente

$i_m = k_s u$ dove k_s è il guadagno in amplificazione

4.2.2 Secondo sottosistema: generatore di onde

La coppia torcente τ_m , fornita dal motore elettrico in corrente continua, esercitata sul generatore di onde (il disco ellittico accoppiato con l'albero all'ingresso) dell'Harmonic Drive, viene considerata come output del sottosistema. La coppia coinvolge l'attrito coulombiano e viscoso sia sui cuscinetti su cui scorre l'albero, sia sui cuscinetti a sfera del generatore di onde.

$$\tau_m = J_{m\omega} \dot{q}_\omega + B(\dot{q}_\omega) + B_\omega(\dot{q}_\omega, \dot{q}_f) + \tau_\omega$$

dove $\dot{q}_f$ è la velocità angolare della flex-spline (chiavetta flessibile) con direzione di riferimento opposta alla velocità del generatore $\dot{q}_\omega$, $J_{m\omega}$ è una combinazione dell'inerzia del rotore, dell'albero e del generatore di onde, $B(\dot{q}_\omega)$ è la coppia d'attrito totale generata sui cuscinetti, $B_\omega(\dot{q}_\omega, \dot{q}_\omega)$ è il termine d'attrito dei cuscinetti del generatore di onde e infine τ_ω , è la coppia esercitata su generatore di onde.

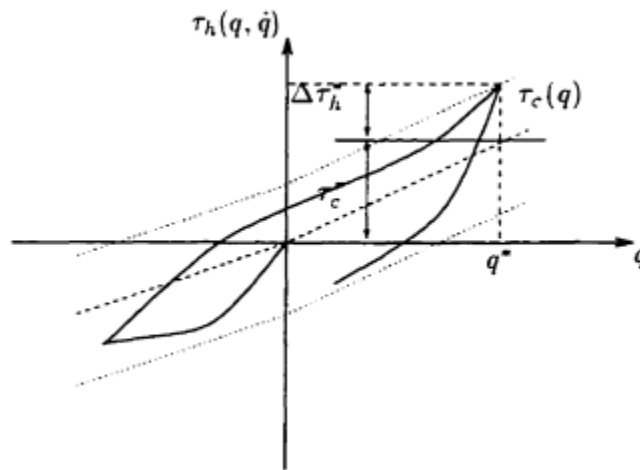
4.2.3 Terzo sottosistema: flex-spline

In seguito a numerose osservazioni sperimentali si sono potuti riscontrare tre fenomeni fisici attribuibili al comportamento della linguetta flessibile, tra cui rigidità non lineare, isteresi e quasi backlash dovuto ad un lieve effetto di windup (ovvero una risposta molto lenta ad un comando). La trasmissione agente tra l'albero d'ingresso e d'uscita è approssimata da una funzione cubica più lineare dell'angolo di torsione e da un termine correttivo quale,

$$\tau_c(q) = \alpha_{f1} q^3 + \alpha_{f2} q + K_{s\omega}$$

Dove α_{f1} e α_{f12} sono coefficienti costanti, q è lo spostamento angolare della chiavetta e $K_{s\omega}$ è un fattore correttivo.

Inoltre, l'isteresi della linguetta può essere modellata come un semplice attrito Coulombiano, tuttavia non rappresenta completamente questo fenomeno quando il sistema è in movimento. La forma dell'isteresi è stimata come una combinazione tra l'attrito Coulombiano e una funzione pesata in attrito, rappresentata da una funzione iperbolica qui sotto rappresentata



$$\tau_h(q, \dot{q}) = \tau_c(q) + \Delta_{th}^n + [B_f - \Delta_{th}^n \operatorname{sgn}(\dot{q})] * \tanh(\gamma(q - q^n)) \quad \text{con} \quad \Delta_{th}^n = \tau_h^n - \tau_c^n$$

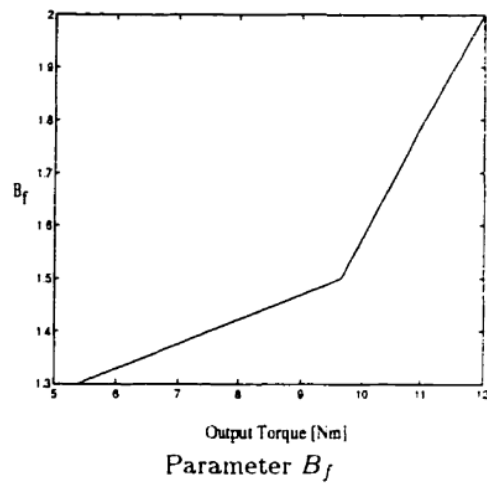
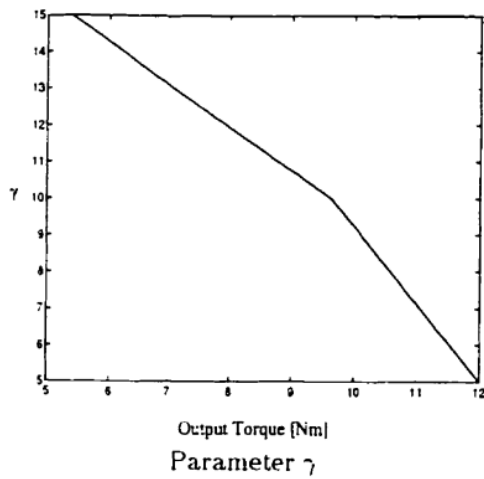
dove i parametri τ_c (termine correttivo definito precedentemente) e il parametro B_f , che tiene conto dell'attrito Coulombiano, definiscono gli estremi dell'intervallo in cui è compreso il parametro τ_h , funzione di trasmissione di coppia.

$$\tau_c - B_f \leq \tau_h \leq \tau_c + B_f$$

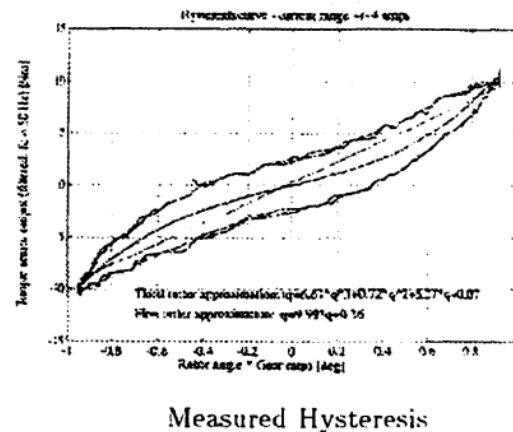
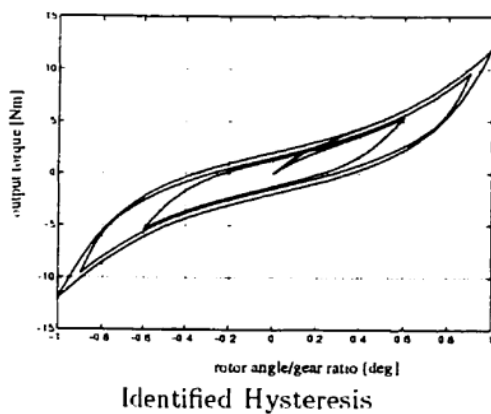
Il fattore γ determina la pendenza durante il passaggio dal carico allo scarico; la funzione iperbolica implica che la coppia di attrito si avvicina asintoticamente alla coppia d'attrito costante B_f per grandi argomenti di $\gamma(q - q^n)$, in modo tale che il parametro γ , determina il contributo dell'attrito effettivo come illustrato nella figura sovrastante. Il termine $()^n$ si riferisce a quantitativi nel punto di inversione dal carico allo scarico, che possono verificarsi in qualsiasi punto (q^n, τ_h^n) , in modo che la forma della coppia di attrito dipenda anche dalla storia di carico.

Usando la funzione iperbolica, descritta sotto il grafico, i relativi parametri (γ, B_f) devono essere stimati collegando fenomeni sperimentali a ipotesi di modellizzazione; i parametri stimati per γ, B_f , sono le funzioni relative alle storie di carico qui sotto

riportate;



utilizzando i valori dei parametri stimati γ, B_f , l'isteresi identificata viene mostrata nella figura qui sotto, che mostra buon accordo con l'isteresi misurata



4.2.4 Quarto sottosistema: circular -spline

Il collegamento di uscita del giunto può essere attaccata alla flex spline o alla circular spline. Le due equazioni, qui sotto riportate, verranno utilizzate per descrivere i collegamenti dinamici C-end/F-end

$$\tau_c = J_c \ddot{q}_{c_c} + B_c(\dot{q}_c) + \tau_{cl}$$

$$\tau_f = J_f \ddot{q}_{c_f} + B_f(\dot{q}_f) + \tau_{fl}$$

dove q_c è lo spostamento angolare di C-end, τ_{cl} la coppia sul carico C-end, τ_c la coppia motrice trasmessa alla linguetta circolare nella zona a sezione trasversale di impegno,

J_c e B_c sono i parametri rispettivamente di inerzia e di attrito al C-end. Gli stessi parametri qui descritti per C-end sono gli stessi anche per F-end (con pedice f nella seconda equazione).

4.2.5 Quinto sottosistema: harmonic drive

La flex-spline possiede due denti in meno rispetto alla circular-spline, e quindi, ogni qualvolta il generatore di onde compie un giro completo, muove la flex-spline di due denti in direzione opposta rispetto alla circular-spline. Questo implica direttamente il vincolo cinematico;

$q_\omega = Nq_f + (N + 1)q_c$ in cui si indica con N il rapporto di trasmissione pari a $N_t/2$, dove N_t è il numero di denti della circonferenza esterna della flex-spline.

4.2.6 Modello di Robot a giunto flessibile

Dopo aver descritto e analizzato tutti i vari sottosistemi si è giunti alla realizzazione del modello analitico di robot a giunto flessibile, con Harmonic Drive e attuatore:

$$M(q_c)\ddot{q}_c + N(q_c, \dot{q}_c) = \frac{r+1}{r} \tau_h$$

$$J_{m\omega}\ddot{q}_\omega + B_{m\omega}(q_m, \dot{q}_m, q_c) + (B_{m\omega}^+, B_{m\omega}^-)\text{Sgn}(\dot{q}_m) + \frac{1}{r} \tau_h = \tau_m$$

dove q_c e q_m sono rispettivamente gli $n \times 1$ vettori di spostamento dell'albero sul lato giuntato e sul lato attuatore, $M(q_c)$ è la matrice d'inerzia $n \times n$, $N(q_c, \dot{q}_c)$ è il vettore $n \times 1$ della forza centrifuga, della forza di gravità e della forza di Coriolis generalizzata, τ_h è l'uscita del sensore di coppia situato sul lato collegamento, r è il rapporto di trasmissione dell'harmonic drive, J_m è la matrice diagonale $n \times n$ di inerzia dell'attuatore, $B_{m\omega}$ è il vettore $n \times 1$ di smorzamento, $(B_{m\omega}^+, B_{m\omega}^-)$ sono termini di attrito associati ai cuscinetti rispettivamente dell'attuatore dinamico e dell'harmonic drive, τ_m è il vettore $n \times 1$ di coppia di controllo all'ingresso. Sono stati trascurati l'attrito Coulombiano e viscoso e la flessibilità è stata idealizzata da una molla lineare semplice.

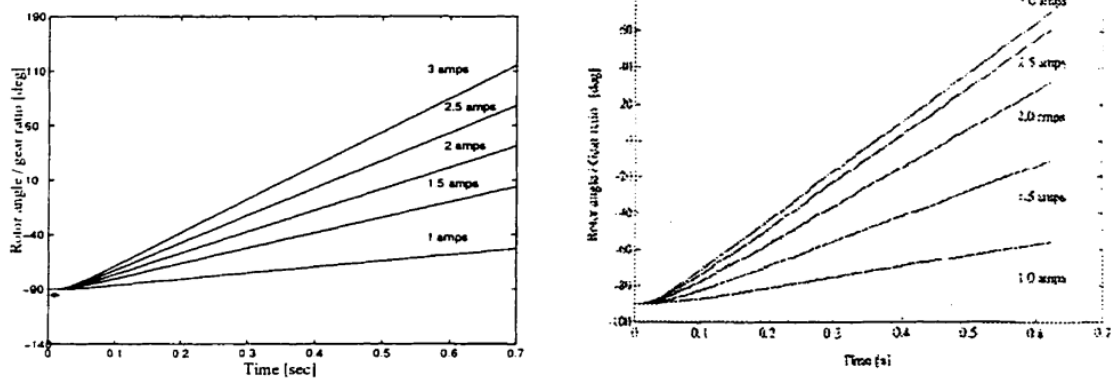
4.3 Verifica del modello sulla base di dati sperimentali

Questa sezione affronta il problema della verifica della coerenza del modello con il tempo sperimentale a ciclo aperto e con i dati di risposta in frequenza per il setup sperimentale sviluppata presso i Laboratori di Robotica e Automazione dell'Università di Toronto. Gli esperimenti nel dominio del tempo vengono eseguiti con il collegamento di uscita del giunto avendo il permesso di muoversi senza alcun vincolo. Tuttavia, il collegamento è vincolato al terreno negli esperimenti nel dominio della frequenza. Questo impedisce l'interazione del moto dinamico veloce del giunto e il movimento dinamico lento del collegamento di uscita in modo che il giunto non sia danneggiato.

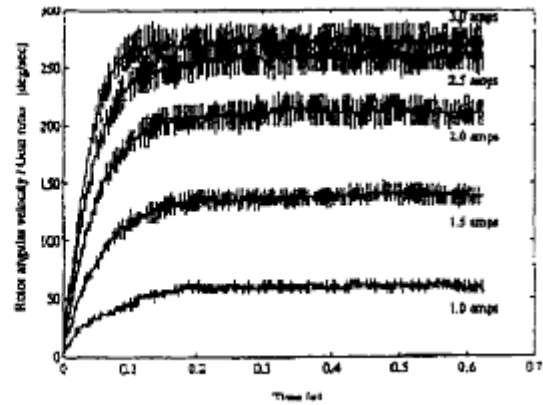
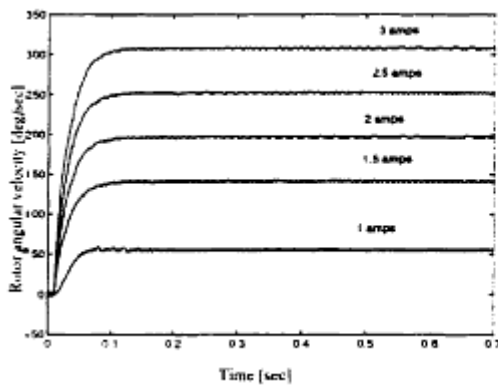
4.3.1 Caratteristiche della risposta nel tempo

Sono stati svolti una serie di test, confrontando dati in uscita con dati numericamente derivati, con l'intento di verificare il modello e i suoi parametri.

Nelle figure qui sotto riportate vengono messi a confronto, dopo alcune simulazioni sperimentali, gli angoli riprodotti dal generatore di onde e le risposte di velocità per cinque differenti ampiezze di corrente alla porta d'ingresso del sistema.



La figura mostra la risposta teorica e sperimentale dell'angolo del generatore di onde a questa serie di ingressi di corrente. E' evidente dalla figura una buona coerenza tra il modello e le risposte del sistema reale.

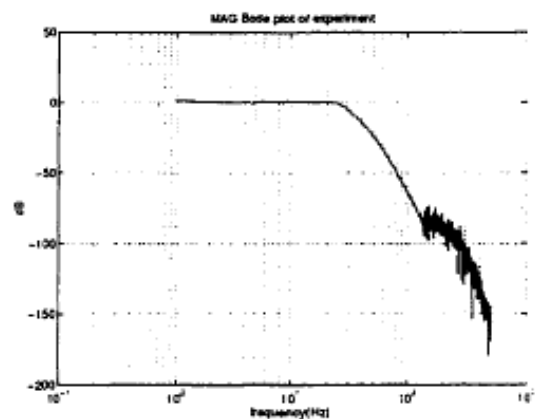
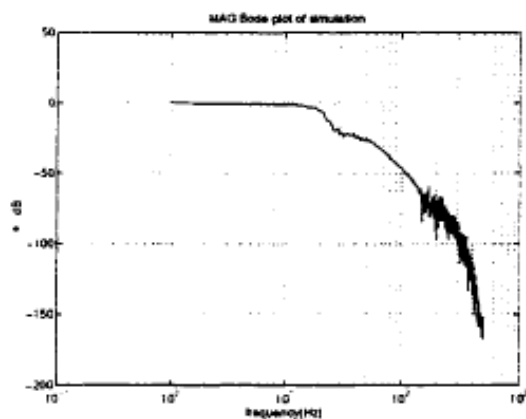


La figura mostra la risposta in velocità del generatore di onde per il modello e per la configurazione sperimentale. Un confronto tra le risposte sperimentali e simulate nel tempo mostra un buon accordo tra esperimenti e simulazioni per differenti ampiezze delle correnti in ingresso.

4.3.2 Caratteristiche della risposta in frequenza

La risposta in frequenza è stato predetta tramite simulazione e confrontata con la risposta del sistema fisico. Durante il test, l'albero di uscita è stato trattenuto contro il terreno e il motore è stato guidato da un ingresso di corrente sinusoidale con frequenze variabili.

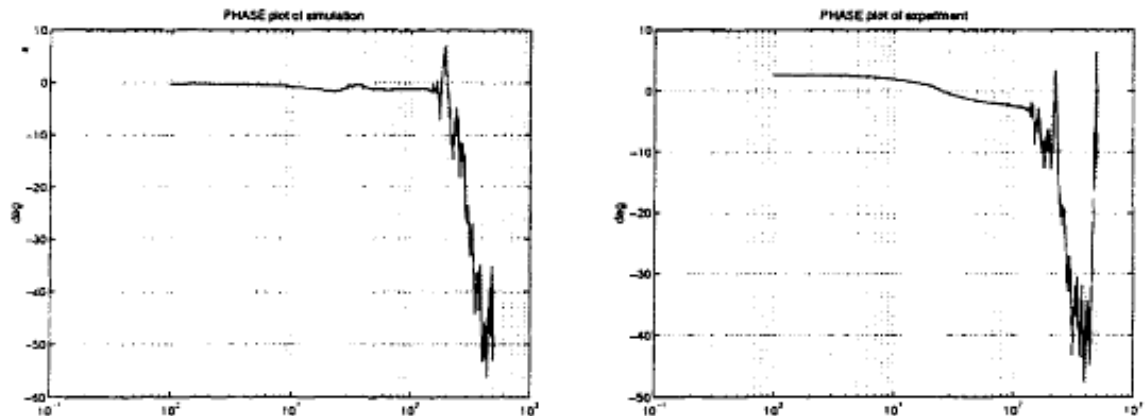
I grafici della fase e del guadagno delle funzioni di trasferimento di coppia di input / output sono mostrati nella figure sottostanti.



Un confronto tra le funzioni di trasferimento sperimentali e simulate mostra una lieve riduzione della frequenza nel punto di interruzione, indicando una piccola variazione della rigidità effettiva. Ai fini della progettazione di controllo il campo di lavoro del

sistema è inferiore a 30 Hz, campo in cui le risposte del sistema coincidono perfettamente con le risposte del modello.

Il dominio della frequenza basato sulla descrizione dell'incertezza si propone di modellare l'effetto di dinamiche non modellate in alta frequenza. La funzione descrittiva basata sul metodo di descrizione dell'incertezza viene utilizzata per stimare gli effetti di isteresi e di attrito in corrispondenza dei giunti del robot.



4.4 Harmonic Drive HarmonicDriveAG

Per poter capire come variano le diverse proprietà in termini dimensionali, termini di coppia e di velocità all'albero d'uscita e in termini di rapporto di riduzione tra diversi Harmonic Drive appartenenti a case produttrici diverse ci si può basare su alcuni cataloghi forniti dalle stesse case produttrici;

la prima casa a cui si può far riferimento per la produzione di Harmonic Drive è Harmonic Drive AG. Harmonic Drive AG fondata nel 1970 a Langen cittadina nei pressi di Francoforte, è stata una delle prime aziende adibite alla realizzazione di Harmonic Drive. La vasta gamma di prodotti che è in grado di realizzare è indispensabile nel campo dell'automotive e della robotica alla creazione di macchine sofisticate che richiedono un livello di precisione molto elevato.

Gli Harmonic Drive realizzati da questa azienda, leader nel settore, possono essere di tre tipologie diverse; riduttori componibili, unità Harmonic Drive, o riduttori incarterati.

4.4.1 Riduttori componibili

Serie HFUC

I nuovi riduttori ad elementi componibili Serie HFUC sono il risultato del continuo miglioramento dei sistemi di riduzione di precisione Harmonic Drive. Rispetto ai riduttori standard, la nuova Serie HFUC presenta una campana (Flexspline) accorciata, che implica una notevole riduzione della lunghezza assiale. La dentatura utilizzata fornisce un aumento significativo di coppia all'albero d'uscita in confronto con gli ingranaggi a dentatura tradizionale.

I vantaggi degli Harmonic Drive serie HFUC sono i seguenti;
elevata capacità di coppia, eccellente precisione di posizionamento e ripetibilità, design compatto, alti rapporti di riduzione ad unico stadio elevata rigidità torsionale, gioco ridotto (1-2 arcmin) e alto rendimento.

Caratteristiche tecniche Harmonic Drive Serie HFUC

Taglia del riduttore	Rapporto	Coppia nominale all'uscita	Coppia di picco massima ripetitiva	Coppia di picco istantanea
		[Nm]	[Nm]	[Nm]
8	30	0.9	1.8	3.3
	50	1.8	3.3	6.6
	100	2.4	4.8	9
100	50	1580	4450	8900
	80	2380	6060	11600
	100	2940	7350	14100
	120	3180	7960	15300
	160	3550	9180	15500

Da tabella si possono notare alcune caratteristiche tecniche con taglia del riduttore che varia da un minimo di 8 ad un massimo di 100 con coppie nominali che aumentano significativamente da un minimo di 0,9 Nm per i rotismi a taglia più piccola ad un massimo di 3550 Nm per quelli di taglia massima; allo stesso modo la coppia di picco massima raggiungibile varia da un minimo di 1,8 Nm per riduttori a taglia piccola ad un massimo di 9180 Nm per quelli di taglia più elevata. I rotismi di taglia più piccola sono

in grado di fornire un rapporto di trasmissione che varia da 30:1 ad un massimo di 100:1 contrariamente agli Harmonic Drive di taglia massima che arrivano fino ad un rapporto di trasmissione pari a 160:1.

Serie CPL

Il riduttore componibile CPL è basato sui componenti del HFUC. Rispetto al riduttore componibile HFUC che è già caratterizzato da un elevato rapporto coppia/peso, il riduttore componibile CPL è stato ulteriormente ottimizzato mediante un attento progetto della sezione e una rimozione di materiale per ottenere una ulteriore riduzione di peso del 50%. Inoltre il momento di inerzia risulta essere ridotto di circa il 40%. Il riduttore componibile CPL ha un Wave Generator modificato con un foro più largo rispetto a quello del HFUC. Il diametro interno del Flexspline è stato anch'esso aumentato grazie all'uso di viti di diametro inferiore.

Il riduttore componibile CPL è stato progettato per l'impiego laddove sia richiesto un elevato rapporto tra potenza e peso.

I vantaggi presentati dall'Harmonic Drive della serie CPL sono:

peso molto basso, buona capacità di coppia (inferiore di gran lunga ai riduttori della serie HFUC) nonostante le dimensioni compatte, elevato rapporto di riduzione a uno stadio, alta rigidità torsionale, gioco ridotto (1-2 arcmin), lunga vita operativa e alto rendimento.

Caratteristiche tecniche Harmonic Drive serie CPL

Taglia del riduttore	Rapporto	Coppia nominale di uscita	Coppia di picco massima ripetitiva	Coppia di picco istantanea
		[Nm]	[Nm]	[Nm]
14	50	5.4	18	35
	80	7.8	23	47
	100	7.8	28	54
32	50	76	216	382
	80	118	304	568
	100	137	333	647
	120	137	353	686
	160	137	372	686

Come quanto riferito nella precedente descrizione, i riduttori della serie CPL presentano una dimensione massima più ridotta rispetto ai riduttori della serie HFUC fino ad arrivare ad una taglia massima pari a 32.

Le coppia nominali all'uscita presentano una netta differenza rispetto ai riduttori precedenti, in quanto risultano essere significativamente inferiori; la coppia nominale all'albero d'uscita può variare da un minimo di 5,4 Nm per i riduttori a taglia piccola ad un massimo di 137 Nm per i riduttori a taglia grande; anche la coppia di picco massima risulta essere di gran lunga inferiore presentando un intervallo compreso tra 18 Nm per riduttori a taglia piccola ad un massimo di 372 Nm per riduttori a taglia massima.

Serie CSG

I riduttori ad elementi componibili della serie CSG presentano un considerevole incremento della capacità di coppia e della vita operativa, se raffrontati con la linea esistente di riduttori HFUC. Le principali dimensioni d'ingombro sono le stesse della Serie HFUC. Questi riduttori vengono con successo impiegati in applicazioni nei settori della robotica e della manipolazione.

I vantaggi dei riduttori della serie CSG sono:

aumento della capacità di coppia e durata più lunga, eccellente precisione di posizionamento e ripetibilità, design compatto, alti rapporti di riduzione ad unico stadio, gioco ridotto (1-2 arcmin), alta rigidità torsionale ed elevato rendimento.

Caratteristiche tecniche Harmonic Drive serie CSG

Taglia del riduttore	Rapporto	Coppia nominale di uscita	Coppia di picco massima ripetitiva	Coppia di picco istantanea
		[Nm]	[Nm]	[Nm]
14	50	23	7	46
	80	30	10	61
	100	36	10	70
65	80	2743	969	4836
	100	2990	1236	6175
	120	3263	1236	6175
	160	4236	3419	6175

Le taglie dei riduttori della serie CSG vanno da un minimo di 14 ad un massimo di 65, con taglie intermedie tra i rispettivi riduttori della serie HFUC e CPL. I rapporti di riduzione sono molto elevati come si nota da tabella, da un minimo di 50:1 per i rotismi a taglie più contenute ad un massimo di 160:1 per i rotismi con taglia massima. Anche la coppia nominale all'albero d'uscita è molto elevata arrivando fino a 4236 Nm per i riduttori a taglia massima, con coppia di picco massima pari a 3419 Nm.

4.4.2 Unità Harmonic Drive

La serie di unità CPU Harmonic Drive deriva dalla famiglia HFUC: questa serie estremamente compatta è la combinazione perfetta di riduttori componibili con cuscinetti a rulli incrociati molto rigidi. Possiamo trovare numerose serie appartenenti a questa tipologia di Harmonic Drive;

Le unità CPU-M sono concepite per un diretto adattamento ai servo-motori.

Le unità CPU-H hanno un albero cavo passante centrale di grande diametro.

Le unità CPU-S hanno un albero maschio in ingresso.

Le unità SHG-2UH soddisfano la necessità di un albero cavo di grande diametro e di un'elevata capacità di coppia. Completano la gamma dei prodotti CPU-H per applicazioni con carichi elevati.

Le unità della serie HFUC-2UH sono adatte per accoppiamento ai servo-motori in soluzioni salva spazio.

La serie CSG-2UH consente di trasmettere coppie più elevate in uscita con una vita operativa più lunga rispetto alle unità standard.

Le unità HFUS-2UH oltre ad un albero cavo centrale passante supportato da cuscinetti sono dotate in uscita di un cuscinetto a rulli incrociati precaricato.

Le unità molto compatte HFUS-2SO (con wave generator standard) e -2SH (con albero cavo passante) consistono di un riduttore componibile e del relativo cuscinetto in uscita a rulli incrociati. Sono particolarmente adatti per gli assi di robot di manipolazione. Queste particolari unità Harmonic Drive non sono altro che una combinazione tra i dispositivi meccanici componibili visti in precedenza e un sistema di cuscinettamento a rulli incrociati che variano il carico assiale ammissibile e coppia dinamica ribaltante consentita a seconda della taglia del riduttore. In un riduttore della serie CSG-"2UH le caratteristiche tecniche della taglia minima 14 e della taglia massima 65 sono:

Riduttori per applicazioni specifiche					Cuscinetto di uscita		
Taglia del riduttore	Rapporto	Coppia nominale di uscita	Coppia di picco massima ripetitiva	Coppia di picco istantanea	Coppia dinamica ribaltante consentita	Permissible dynamic Axial Load	Permissible dynamic Radial Load
		[Nm]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[N]	[N]
14	50	7	23	46	41	3374	2256
	80	10	30	61	41	3374	2256
	100	10	36	70	41	3374	2256
65	80	969	2743	4836	1860	29371	22602
	100	1236	2990	6175	1860	29371	22602
	120	1236	3263	6175	1860	29371	22602
	160	1236	3419	6175	1860	29371	22602

4.4.3 Riduttori incarterati

Serie CSF-Mini

I riduttori della serie CSF-mini appartengono alla tipologia riduttori incarterati e beneficiano degli ultimi sviluppi della tecnologia Harmonic Drive. Ciò conferisce loro un'elevata capacità di carico, dimensioni molto piccole ed un'elevata rigidità torsionale per la categoria. La nuova serie di riduttori CSF-Mini stabilisce nuovi standard nei prodotti di questa categoria sia per quanto riguarda la compattezza con taglie che variano dalla minima 3B alla massima 14, che la precisione e le prestazioni. La serie di riduttori CSF-Mini si basa sull'utilizzo del set di componenti del riduttore HFUC, in sostituzione di quello dell' HDUC ancora usato nelle altre serie di mini riduttori. L'uso dell'HFUC ha consentito una riduzione della lunghezza assiale del riduttore, offrendo inoltre una maggiore precisione, una maggiore capacità di coppia trasmessa, una maggior rigidità torsionale ed una maggiore velocità massima all'albero in ingresso. Il cuscinetto di uscita, sviluppato specificatamente per questi riduttori, è un cuscinetto a quattro punti di contatto ad alta rigidità. I riduttori della serie CSF-Mini sono disponibili in esecuzione con albero maschio di uscita oppure a flangia e con l'ingresso con albero maschio oppure adatto per accoppiamento diretto al motore. Vantaggi: Dimensioni estremamente compatte, riduttori a gioco ridotto (1-2 arcmin) con elevate capacità di trasmissione della coppia, elevate velocità in ingresso e ottima rigidità torsionale e precisione, cuscinetto rigido a quattro punti di contatto per supportare il carico ed

esecuzione in uscita con albero maschio oppure a flangia, flessibilità di montaggio, sia in ingresso che in uscita e leggerezza che li rende ideali per applicazioni con requisiti di contenimento dei pesi. Le coppie nominali per questi rotismi variano da un minimo di 0,06 Nm per riduttori di taglia minima ad un massimo di coppia nominale di 7,8 Nm per riduttori di taglia massima. I carichi assiali dinamici sui cuscinetti variano in un range compreso tra un minimo di 130 N per riduttori di taglia piccola ad un massimo di 1800 N per riduttori di taglia massima.

Riduttori per applicazioni specifiche				Cuscinetto di uscita	
Taglia	Rapporto	Coppia nominale	Coppia di picco massima ripetitiva	Carico dinamica assiale consentito	Carico dinamica radiale consentito
		[Nm]	[Nm]	[N]	[N]
3B	30	0.06	0.13	130	40
	50	0.11	0.21	130	40
	100	0.15	0.3	130	40
14	30	4.0	9	1800	550
	50	5.4	18	1800	550
	80	7.8	23	1800	550
	100	7.8	28	1800	550

5. CONCLUSIONE

Dopo aver visto dettagliatamente tutte le caratteristiche dei singoli riduttori e aver descritto ciò che implica il fenomeno della non linearità su un riduttore in esercizio, si può mettere a confronto i rotismi finora citati e osservare da quali performance sono contraddistinti gli uni dagli altri a parità di coppia motrice all'albero d'ingresso. Il tutto si può evidenziare nelle due tabelle sottostanti ciascuna riguardante rispettivamente una media riduzione con rotismi a taglia media e una grande riduzione con rotismi di taglia media.

1- Tabella con rotismi di media taglia, a media riduzione ($\tau=1/30$ 1/50)

	Cyclodrive A25-G Sumitomo Drives Technologies	Epicycloidale bistadio serie 85-2E Rossi Habasit Group	Epicycloidale Cobra HPD100 Bistadio	Harmonic Drive (CSG 40 HarmonicDriveAg)
$T_{2N} [Nm]$	283/349 - 1500rpm 657/879 - 600 rpm	75 - 1500 rpm	180– 1500 rpm	520 - 1500 rpm
$T_{2max} [Nm]$	1930	230	575	1000
$n_{1N} [rpm]$	3100	4000	2500	2400
$n_{1max} [rpm]$	4350	6000	3000	3500
Backlash	2' (1')	6' (4')	6' (4')	2' (1')

3- Tabella con rotismi di media taglia, a grande riduzione ($\tau=1/100$ 1/160)

	Cyclodrive A45-G Sumitomo Drives Technologies	Epicycloidale (tristadio Rossi Habasit Group)	Epicycloidale Cobra HPD-75 Bistadio	Harmonic Drive (HFUC 50 HarmonicDriveA G)
$T_{2N} [Nm]$	1390 – 1500 rpm 1930 – 600 rpm	450	144	745
$T_{2max} [Nm]$	3500	700	500	1840
$n_{1N} [rpm]$	2000	3200	2500	2600
$n_{1max} [rpm]$	13800	4000	3000	4000
Backlash	2' (1')	6' (4')	6' (4')	2' (1')

Come si può notare dalle tabelle sopra riportate, a parità di rapporti di trasmissione si può osservare una netta differenza di coppia nominale all'albero d'uscita tra i rotismi indicati. I rotismi epicicloidali presentano coppie nominali e coppie massime all'albero d'uscita molto inferiori rispetto ai rispettivi Cyclodrive e Harmonic Drive, presentando anche un backlash maggiore circa 6' (4' solo su richiesta). Il backlash è maggiore di circa 4'/5' rispetto agli altri riduttori citati, presentando quindi una torsione angolare all'uscita dell'albero lento, quindi gioco, più elevato. Ciò implica che l'installazione di un determinato riduttore è funzione del campo applicativo. Un rotismo epicicloidale con buona coppia di output ma con backlash elevato sarà scartato se il campo di applicazione è un giunto di un robot o una macchina industriale che richiede elevate precisioni; per questo motivo solitamente si tende ad utilizzare nel campo dell'automazione o della robotica dispositivi a gioco ridotto quali Cyclodrive e Harmonic Drive caratterizzate da un'elevata coppia all'uscita, funzione del rapporto di riduzione (che è molto elevato), e un backlash quasi nullo. Gli Harmonic Drive presenti in commercio possono essere caratterizzati da un valore di backlash pari a 0,5, presentando livelli di precisione elevatissimi. Nonostante Cyclodrive e Harmonic Drive siano utilizzati in ambiti applicativi dove è necessaria un'elevata precisione, se il campo applicativo richiede riduttori ad elevato rendimento questi rotismi non sono da prendere in considerazione, in particolar modo gli Harmonic Drive. Gli Harmonic Drive, infatti, nonostante presentino caratteristiche sovrappiù in termini di coppia, di riduzione e di backlash hanno un rendimento inferiore agli altri rotismi (da poter arrivare a valori di rendimento pari a 0,55) dovuta a numerosi fattori, tra cui la realizzazione tecnico-costruttiva.

BIBLIOGRAFIA

- Majid M. Moghaddam, B. Sc., M. Eng. "Based Control of Flexible Joint"
- Nilanjan Sarkar, Randy E. Ellis, Thomas N. Moore "Backlash detection in geared mechanism: modeling, simulation and experimentation"
- Majid M. Moghaddam B. Sc., M. Eng. "Robots with Harmonic Drive Transmission"
- Asma Masoumi "Non linear dynamics and chaos in planetary gears"
- Miguel F. M. Lima, J. A. Teinreiro Machado, Manuel Crisòstomo "Filtering method in backlash phenomena analysis"
- Vladis Kosse "Using hysteresis loop and torsional shock loading to asses damping and efficiency of cyclodrive"
- Mattias Nordin, Per-Olof Gutman "Controlling mechanical systems with backlash"
- V. Cochran, T. Bobak "A methodology for identifying defective cycloidal reduction components using vibration analysis and techniques"
- Masafumi Yamamoto, Makoto Iwasaki, Hiromu Hirai, Yoshifumi Okitsu, Kozo Sasaki, Toshio Yajima "Modeling and compensation for angular transmission error in Harmonic Drive"
- Cataloghi
- "High Precision Drive with controlled backlash" HP
- "Low backlash planetary gearmotors without motor (coaxial and right angle shafts)" Rossi Habasit Group
- "Fine Cyclo" Sumitomo Drives Technologies
- "Harmonic Drive" HarmonicDriveAG

RINGRAZIAMENTI

Desidero ringraziare il professor Dario Richiedei che si è mostrato sempre disponibile a dirimere i miei dubbi durante la stesura di questo lavoro.

I miei genitori, Renzo e Lorena, le nonne Giuseppina e Maria per il sostegno ma soprattutto per avermi dato la possibilità di intraprendere questo percorso di studi, con l'appoggio morale ed economico.

Infine, ho il desiderio di ringraziare la mia fidanzata, Giulia, per avermi supportato e sopportato nei momenti più difficili.

Un grazie a chi mi è stato vicino (nessuno escluso), con affetto sincero, condividendo assieme a me le tappe di questa strada e comprendendo il grande valore che per me ha avuto questa impresa.