

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI
INDUSTRIALI

CORSO DI LAUREA TRIENNALE
IN INGEGNERIA MECCANICA

Tesi:

ANALISI TEORICA E SPERIMENTALE DEL
RENDIMENTO DI RIDUTTORI
EPICICLOIDALI

Relatore: Prof. Ing. CARACCILO ROBERTO

Laureando: CANEVA NICOLA

ANNO ACCADEMICO 2012/2013

Sommario

INTRODUZIONE	4
SCOPO	4
1. BREVE TRATTAZIONE SUI MECCANISMI EPICICLOIDALI.....	5
1.1. Principi di funzionamento	5
1.2. Rendimento nel moto diretto	8
1.3. Rendimento nel moto retrogrado.....	9
2. PARTE SPERIMENTALE	11
2.1. Componenti e attrezzature utilizzate	11
2.2. Prove a vuoto	13
2.3. Prove a carico.....	19
3. CONCLUSIONI.....	25
BIBLIOGRAFIA	26
WEBGRAFIA.....	26
RINGRAZIAMENTI.....	27

INTRODUZIONE

L'efficienza dei treni d'ingranaggi ha acquistato un significato aggiunto nell'industria, alla luce delle attuali tendenze di risparmio energetico. Anche se i dispositivi meccanici a ruote dentate per la variazione della coppia motrice e della velocità hanno già rendimenti piuttosto elevati, la continua ricerca, atta a limitare ulteriormente le perdite di energia, è enfatizzata dal fatto che tali componenti trovano oggi largo impiego in molteplici applicazioni industriali e non solo. Varie sono le variabili che influenzano la perdita di potenza che si verificano in un motoriduttore. Di seguito sono elencate le principali:

- Condizione di carico
- Tipo di moto (ordinario o retrogrado)
- Fluido lubrificante impiegato
- Profondità d'immersione dei componenti della trasmissione (ruote dentate) nel fluido
- Temperatura d'esercizio
- Geometria delle ruote dentate
- Componenti ausiliari (cuscinetti)

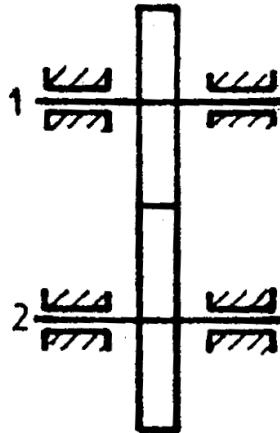
SCOPO

Nella presente trattazione si metteranno a confronto, in termini energetici, due riduttori epicicloidali aventi a catalogo le stesse caratteristiche tecniche fondamentali (o comunque confrontabili), ma prodotti da due diversi costruttori. Si è scelta questa tipologia di componente meccanico in quanto, diversamente da altre tipologie di riduttori, la loro struttura compatta consente la massima concentrazione di potenza ed un' eccellente trasmissione di coppia in ingombri ridottissimi, grazie alla ripartizione degli sforzi su più ingranamenti. Consentono inoltre rapporti di riduzione molto bassi a scapito però del rendimento.

1. BREVE TRATTAZIONE SUI MECCANISMI EPICICLOIDALI

1.1. Principi di funzionamento

Consideriamo il più semplice rotismo ordinario ad un solo grado di libertà.



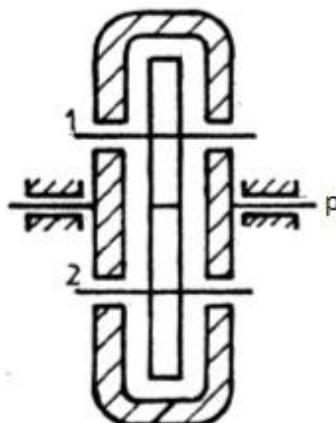
Per il seguente, il rapporto di trasmissione è esprimibile con la seguente espressione:

$$\tau = \frac{\omega_{condotta}}{\omega_{motrice}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

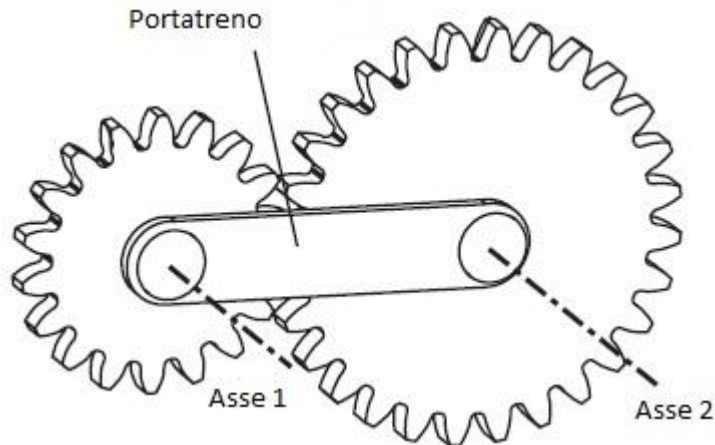
dove:

- ω = velocità assoluta di rotazione della rispettiva ruota [rad/s]
- z = n° di dente della rispettiva ruota

In questo caso il telaio, al quale sono vincolati gli assi di rotazione (1 e 2) delle ruote dentate, è fisso. Supponiamo ora di realizzare tale telaio in modo tale che possa ruotare attorno ad un asse (p) parallelo a quello delle ruote:



Così facendo abbiamo creato un rotismo epicicloidale nel quale il suddetto “telaio” prende ora il nome di portatreno. Quest’ultimo meccanismo ha 2 gradi di libertà. Di seguito un’ulteriore immagine chiarisce maggiormente il concetto:



Possiamo ora esprimere le velocità relative al portatreno delle due ruote 1 e 2 (indicate con l’apice “ ’ ” così da distinguerle da quelle assolute) come segue:

$$\omega'_1 = \omega_1 - \omega_p$$

$$\omega'_2 = \omega_2 - \omega_p$$

Sempre facendo riferimento al portatreno, possiamo esprimere il rapporto di trasmissione caratteristico τ_0 con l’equazione:

$$\tau_0 = \frac{\omega'_2}{\omega'_1} = \frac{\omega_2 - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p}$$

nota come **Formula di Willis**, nella quale il numeratore fa sempre riferimento alla ruota condotta, mentre il denominatore alla motrice. Per utilizzare un rotismo epicicloidale in una trasmissione è necessario eliminare un grado di libertà, bloccando la rotazione di uno dei tre assi :

Caso 1: $\omega_p = 0$ cioè portatreno bloccato:

$$\tau_0 = \frac{\omega_2 - 0}{\omega_1 - 0} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{z_1}{z_2}$$

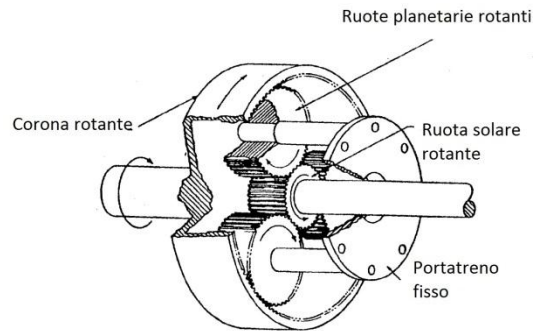
[N.B. Da notare ora la presenza del segno “ - “. Questo è dovuto al fatto che nello specifico rotismo, le velocità angolari delle due ruote hanno verso opposto rispetto al sistema di riferimento solidale al portatreno. La valutazione del segno di τ_0 è semplice: basterà immaginare fermo il braccio portatreno e valutare se, assegnando ad arbitrio un verso di rotazione alla prima ruota, risulta per l’ultima ruota un verso concorde o discorde con la prima; se i versi sono concordi il segno sarà positivo, sarà negativo nel caso opposto. Altra cosa interessante da notare è che bloccando il portatreno, il meccanismo diventa un rotismo ordinario.]

Se la ruota motrice è la 1, avremo il seguente rapporto di trasmissione complessivo:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau_0$$

Se invece la ruota motrice è la 2 :

$$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{\tau_0}$$



Caso 2: $\omega_1 = 0$:

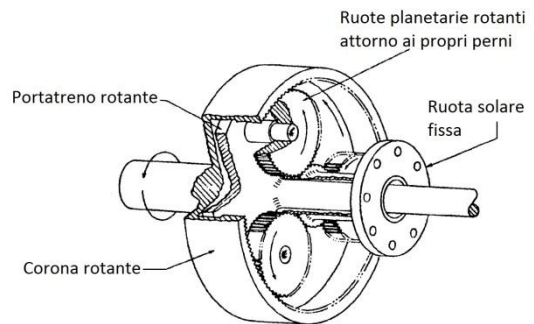
$$\tau_0 = \frac{\omega_2 - \omega_p}{0 - \omega_p} = \frac{\omega_p - \omega_2}{\omega_p} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_p} \rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_p} = 1 - \tau_0$$

Se 2 è la ruota motrice:

$$\tau = \frac{\omega_p}{\omega_2} = \frac{1}{1 - \tau_0}$$

Mentre se è il portatreno l'organo motore:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_p} = 1 - \tau_0$$



Caso 3: $\omega_2 = 0$:

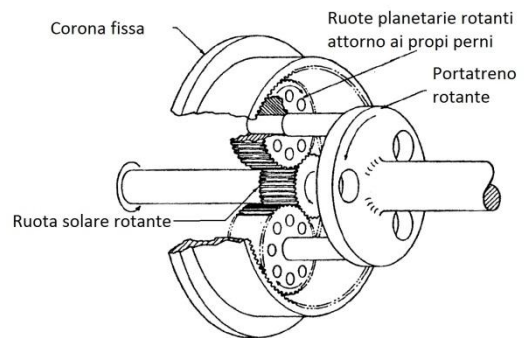
$$\tau_0 = \frac{0 - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p} = \frac{\omega_p}{\omega_p - \omega_1} = \frac{1}{1 - \omega_1/\omega_p} \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_p} = 1 - \frac{1}{\tau_0}$$

Se la 1 è la ruota motrice:

$$\tau = \frac{\omega_p}{\omega_1} = \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1}$$

Altrimenti nel caso sia il portatreno:

$$\tau = \frac{\omega_1}{\omega_p} = 1 - \frac{1}{\tau_0}$$



[N.B. Si può avere $\tau < |\tau_0|$ cioè rapporto di trasmissione del rotismo epicicloidale inferiore al rispettivo rotismo ordinario.]

1.2. Rendimento nel moto diretto

Per definizione il rendimento si esprime come:

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{M_{out} * \omega_{out}}{M_{in} * \omega_{in}}$$

dove:

- W = rappresenta rispettivamente la potenza in ingresso (ruota motrice) o in uscita (ruota condotta)
- M = rappresenta la rispettiva coppia in ingresso o in uscita
- ω = rappresenta la rispettiva velocità angolare in ingresso o in uscita

Le perdite di un rotismo epicicloidale e quelle dello stesso rotismo reso ordinario sono analoghe, in quanto sono causate dallo strisciamento tra i denti delle ruote. Detto $(1-\eta_0)$ il fattore di perdita del rotismo ordinario, se ω_1 è la velocità assoluta della ruota motrice, la potenza dissipata si può scrivere come segue:

$$W_{dissipata} = M_{in}\omega_1(1-\eta) = M_{in}(\omega_1 - \omega_p)(1-\eta_0)$$

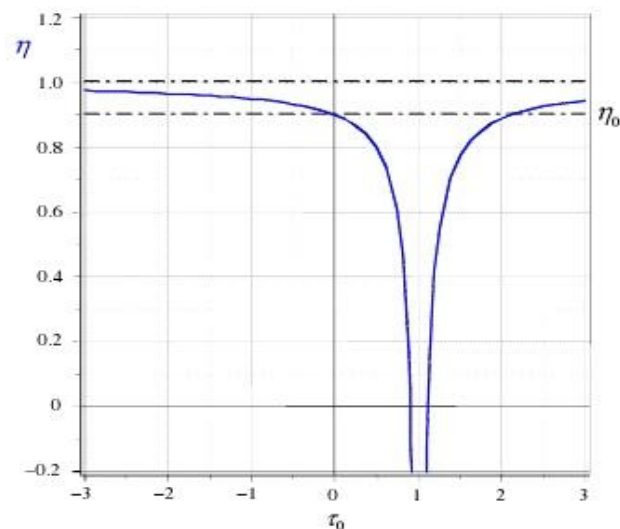
Ora il rendimento può essere espresso anche nel seguente modo:

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{W_{in} - W_{dissipata}}{W_{in}} = 1 - \frac{W_{dissipata}}{W_{in}}$$

e dunque per l'epicicloidale:

$$\eta = 1 - \left[\frac{\omega_1 - \omega_p}{\omega_1} * (1 - \eta_0) \right]$$

da cui si vede che può essere maggiore o minore del rendimento caratteristico η_0 dell'ordinario, a seconda che la velocità relativa $(\omega_1 - \omega_p)$ sia maggiore o minore di quella assoluta ω_1 . La velocità di rotazione del portatreno ω_p dipende dal rapporto di trasmissione τ_0 del rotismo reso ordinario, e si può trovare tramite la nota formula di Willis.



1.3. Rendimento nel moto retrogrado

Consideriamo una macchina che funzioni in condizioni di moto retrogrado. Esso consiste nell'inversione del moto diretto, quindi la forza motrice diventa resistente e quella resistente diventa motrice; ovviamente le forze che interessano il moto retrogrado sono dirette come le rispettive forze corrispondenti al moto diretto, ma hanno verso opposto. Il rendimento nel moto retrogrado, sia η' , è per definizione il rapporto fra il lavoro resistente nel moto retrogrado, L'_r , e il lavoro motore nel moto retrogrado, L'_m . Tenendo presente che la forza motrice nel moto retrogrado, è la forza resistente nel diretto, e che pertanto, per uguali spostamenti nei due moti, è $L_r = L'_m$, si può scrivere:

$$\eta' = \frac{L'_r}{L_r}$$

A sua volta, la perdita di rendimento nel moto retrogrado vale:

$$1 - \eta' = \frac{L'_p}{L_r}$$

dove si è indicato con L'_p il lavoro perduto per attrito nel moto retrogrado. Cerchiamo adesso una relazione fra η e η' . Dall'equazione precedente e dalla seguente

$$1 - \eta = \frac{L_p}{L_m}$$

dividendo membro a membro, si ottiene:

$$\frac{1 - \eta'}{1 - \eta} = \frac{L'_p}{L_p} \frac{L_m}{L_r}$$

ossia:

$$\frac{1 - \eta'}{1 - \eta} = \frac{L'_p}{L_p} \frac{1}{\eta}$$

Se indichiamo con k il rapporto L'_p / L_p , si ottiene, dopo qualche passaggio:

$$\eta' = \frac{\eta(1 + k) - k}{\eta}$$

la quale, noto che sia k , permette di trovare η' in funzione di η .

Dall'ultima relazione risulta, in particolare, che $\eta' < 0$, ossia che il moto retrogrado è impossibile, se $\eta < k/(1+k)$. Poiché per un rotismo k è di solito poco discosto da uno, si giunge alla conclusione che il moto retrogrado è possibile (ossia è $\eta' \geq 0$) quando il rendimento nel moto diretto è superiore, grosso modo, a 0,5; per valori inferiori non si ha moto retrogrado, ma l'arresto del sistema. Se in prima approssimazione consideriamo $k=1$ l'espressione del rendimento nel moto retrogrado diviene la seguente:

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

2. PARTE SPERIMENTALE

2.1. Componenti e attrezzature utilizzate

Il confronto è stato svolto tra due riduttori che denomineremo rispettivamente:

- Riduttore A
- Riduttore B

aventi le seguenti caratteristiche principali:

Riduttore A	
<i>Rapporto di riduzione</i>	10
<i>Numero stadi</i>	1
<i>Coppia nominale in uscita [Nm]</i>	45
<i>Vel. max d'ingresso [rpm]</i>	6000
<i>Momento d'inerzia riferito all'ingresso [kgm²]</i>	$1,4 \cdot 10^{-4}$
<i>Lubrificazione</i>	A vita

Riduttore B	
<i>Rapporto di riduzione</i>	10
<i>Numero stadi</i>	1
<i>Coppia nominale in uscita [Nm]</i>	40
<i>Vel. max d'ingresso [rpm]</i>	6000
<i>Momento d'inerzia riferito all'ingresso [kgm²]</i>	$2,9 \cdot 10^{-5}$
<i>Lubrificazione</i>	Olio sintetico

Per la movimentazione dei riduttori si è utilizzato un motore elettrico brushless Allen Bradley modello MPL-B420P-MJ72AA con le seguenti caratteristiche principali:

Allen Bradley MPL-B420P-MJ72AA	
<i>Voltaggio [V]</i>	460
<i>Velocità max [rpm]</i>	5000
<i>Potenza nominale [kW]</i>	1,9
<i>Inerzia del rotore [kgm²]</i>	$2,6 \cdot 10^{-4}$
<i>Coppia nominale [Nm]</i>	4,74
<i>Corrente nominale [A]</i>	4,53

Tale motore è controllato tramite un azionamento di potenza Kinetix 6500 collegato in Ethernet/IP con un controllore ControlLogixL61 dove gira un applicativo di monitoraggio e controllo scritto nell'ambiente software RSLogix 5000.

Si è fatto uso anche di una termocamera a infrarossi Flir SC7600 MW con risoluzione dell'ordine del centesimo di °C, utile a rilevare le temperature che si raggiungono su motore e riduttori durante le prove.

Come carico d'applicare ai riduttori si è usata una puleggia in ghisa, di massa pari a 4,1 kg e di momento d'inerzia pari a $3,01 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$.

Tramite il software di controllo e gestione del motore, è possibile conoscere la corrente che il medesimo assorbe durante le prove.

Conoscendo poi la costante di coppia K_t è possibile determinare la coppia erogata tramite la seguente relazione:

$$C_m = K_t * I \quad [Nm]$$

Infine, conoscendo la velocità di rotazione ω , è possibile trovare la potenza erogata dal motore:

$$P_m = C_m * \omega \quad [W]$$

Per conoscere invece la potenza resistente teorica generata dal carico, essendo noti tutti i momenti d'inerzia J (del motore, dei riduttori e della puleggia), dalla seguente relazione è facile calcolare la coppia resistente teorica:

$$C_r = J * a \quad [Nm]$$

dove con " a " si indica l'accelerazione angolare espressa in rad/s^2 . Ora, analogamente al calcolo della potenza motrice, si può determinare la potenza resistente teorica.

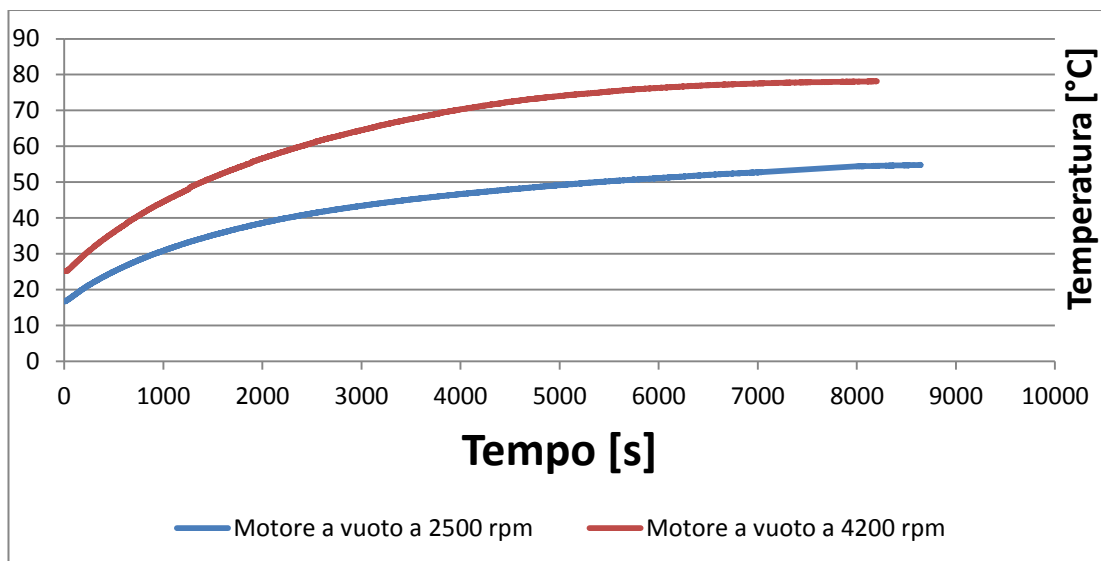
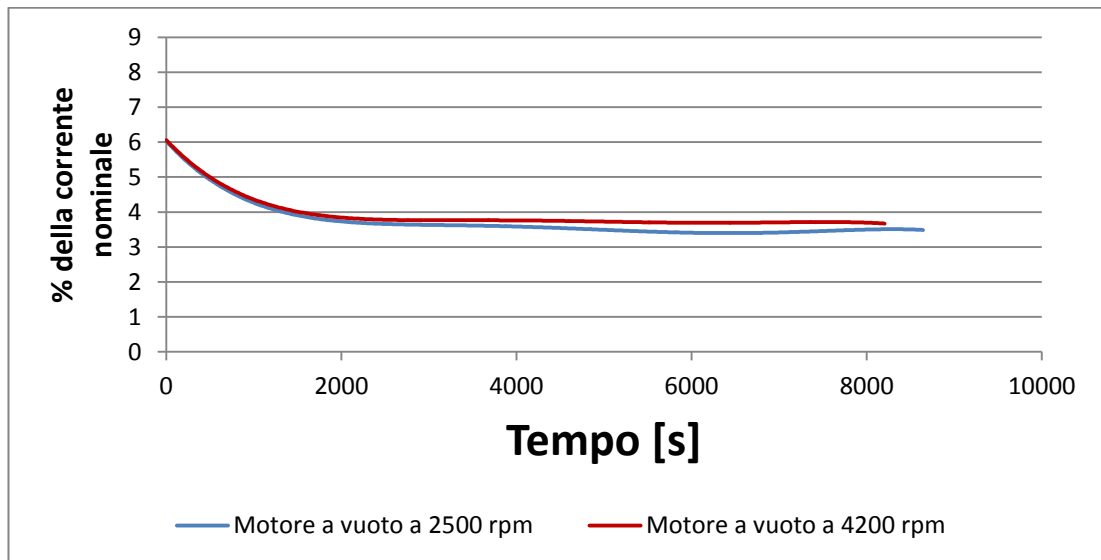
Da notare l'aggettivo " teorica " utilizzato per definire la potenza resistente. Infatti da come è stata definita, questa rappresenta la potenza che il carico assorbirebbe nel caso ideale, cioè in assenza di perdite per attriti, per ventilazione ecc. Facendo dunque il rapporto tra la potenza resistente teorica e quella motrice è possibile trovare il rendimento dell'accoppiamento motore-riduttore-carico.

N.B.

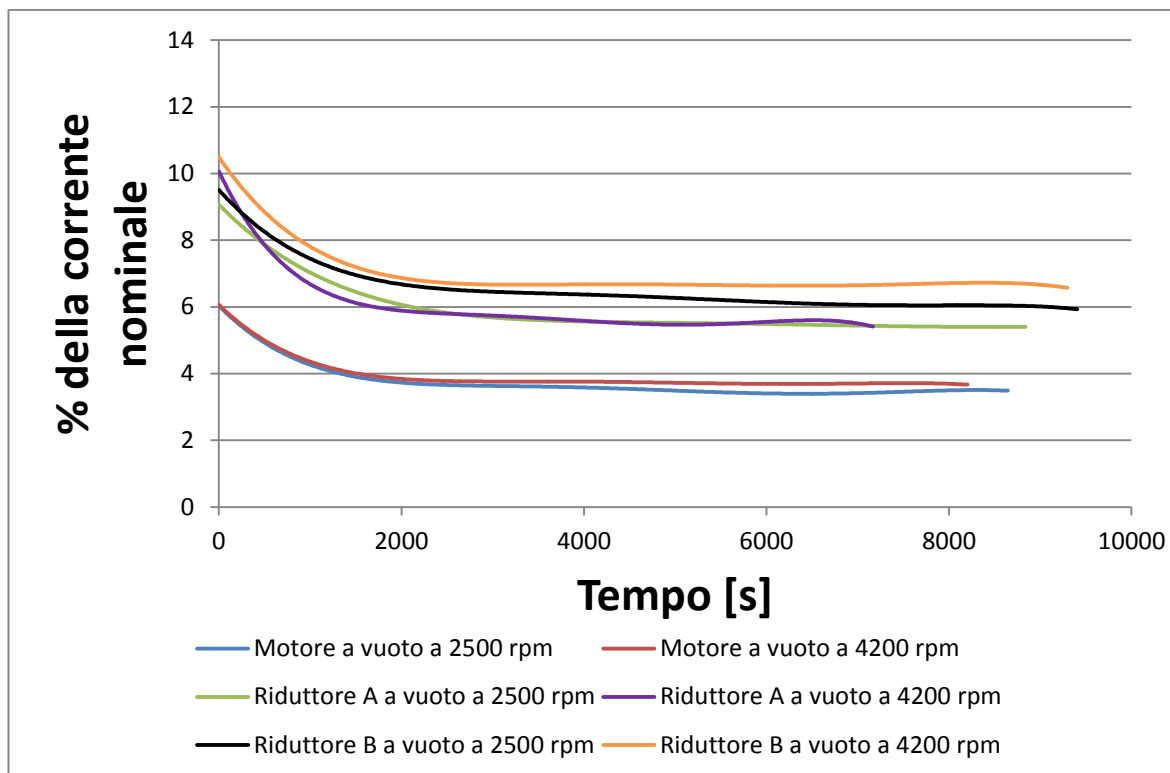
Da notare che la potenza motrice P_m sopra descritta, non è l'effettiva potenza disponibile all'albero motore, in quanto parte della P_m viene dissipata dal motore stesso durante il funzionamento. Analogamente, per potenza resistente teorica non s'intende necessariamente solo quella generata dall'inerzia della puleggia. Detto ciò quindi, si vuol far notare che le relazioni e i concetti sopra indicati sono di carattere generale, utili a descrivere la "linea di ragionamento" che s'intende intraprendere.

2.2. Prove a vuoto

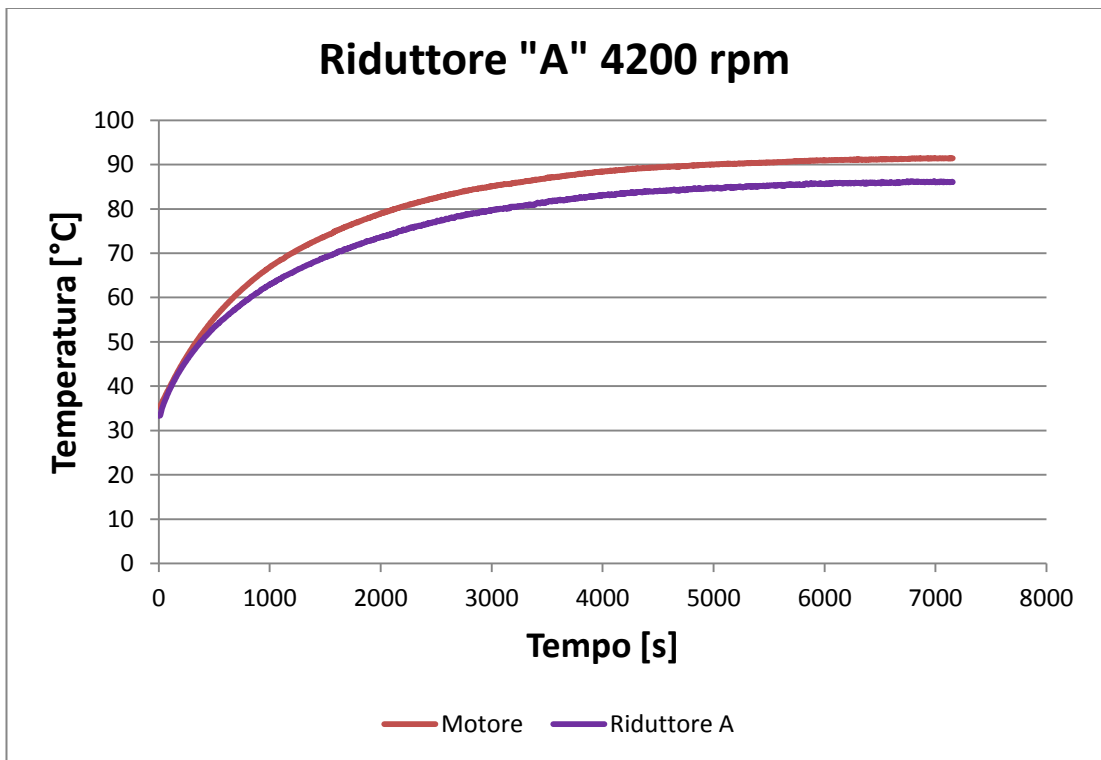
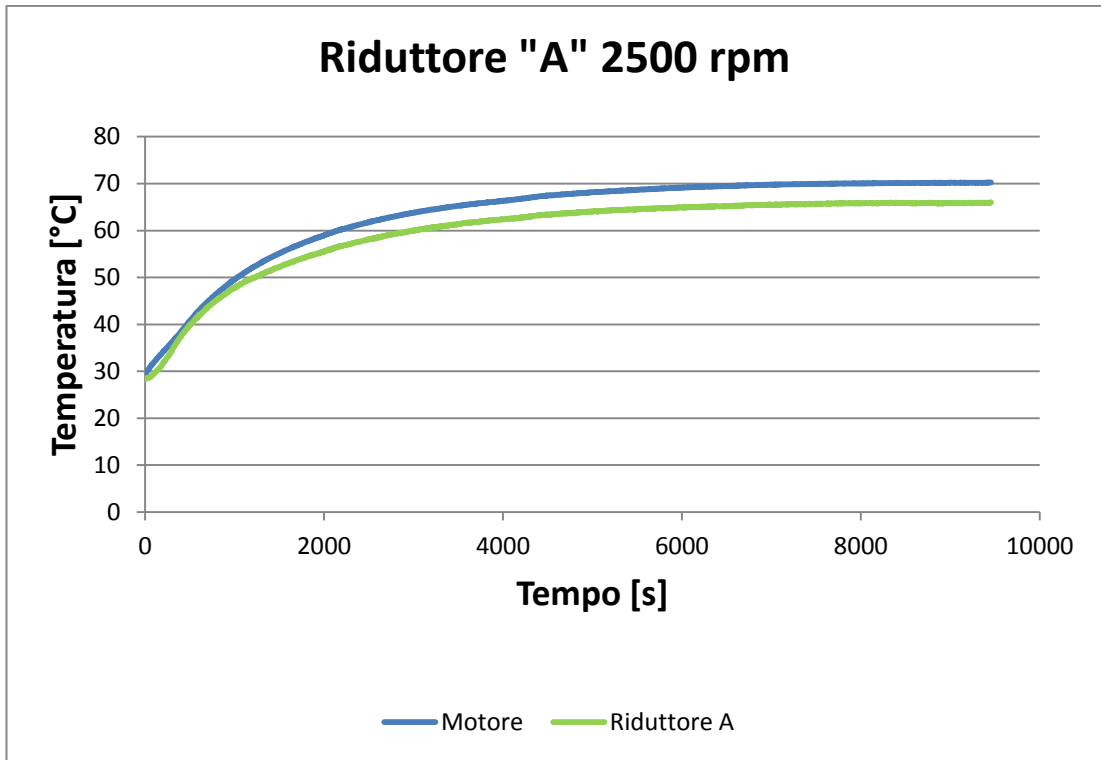
Per determinare le perdite che si hanno nei due riduttori quando non vi è applicato nessun carico, cioè l'energia spesa per la sola movimentazione degli organi interni ai medesimi, si fanno delle prove a vuoto. Dapprima però si eseguono prove sul solo motore a vuoto, per determinare l'entità delle perdite che esso stesso genera (coerentemente a quanto in precedenza descritto). Queste vengono fatte a due diversi valori di velocità, ognuno dei quali viene mantenuto costante durante la rispettiva prova. La prima viene eseguita ad una velocità di rotazione di 2500 giri/min. , mentre la seconda a 4200 giri/min. Tali prove hanno durata tale da consentire al motore di raggiungere un regime di funzionamento stabile nel tempo, e per discriminare quando ciò accada, ci si è affidati al segnale di temperatura fornito dalla termocamera. Di seguito sono riportati i valori e gli andamenti dei segnali che ci interessano:

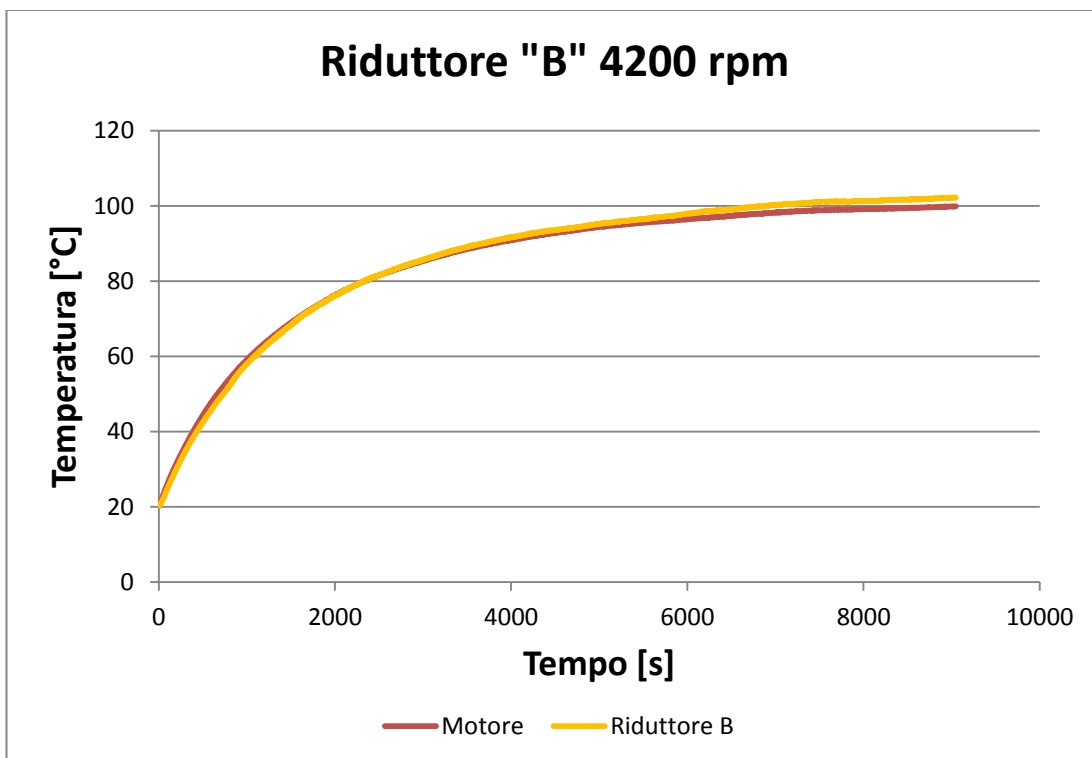
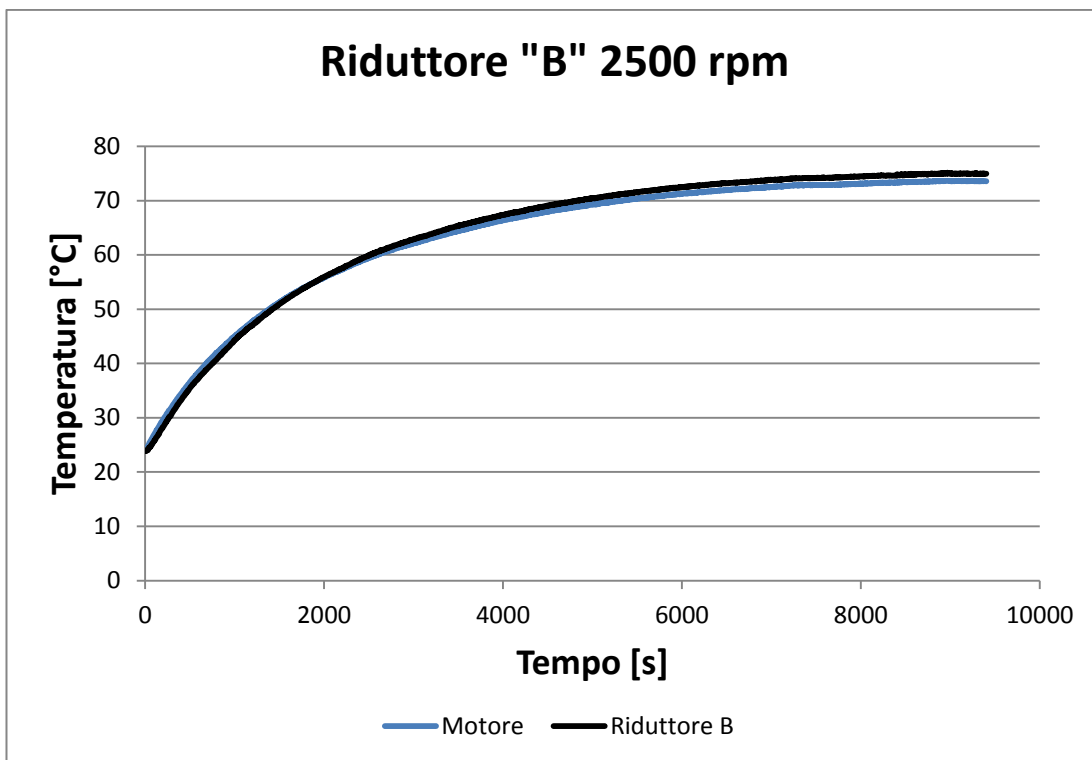


I grafici sopra riportati rappresentano rispettivamente la percentuale di corrente, riferita alla nominale, che il motore assorbe e l'andamento della temperatura del medesimo. Tali segnali sono plottati in funzione del tempo assoluto (e non in istanti o frames), così da essere direttamente confrontabili, anche se in realtà in tali prove la corrente è stata campionata ogni 0,5 s, mentre la temperatura ogni 4 s. Ovviamente si può notare che le due prove hanno durata diversa per la motivazione sopracitata. In questo caso il segnale di corrente è sinonimo delle perdite che caratterizzano il motore (in quanto è in funzionamento a vuoto, cioè senza sviluppare potenza utile), le quali si disperdono sotto forma di calore, causando dunque un aumento della temperatura. L'andamento della corrente riportato nel grafico è ragionevole, in quanto all'aumentare della temperatura, si avrà una diminuzione della viscosità del lubrificante dei cuscinetti sui quali è montato il rotore, e dunque una minore dispersione d'energia. Si può notare inoltre che il componente in esame è leggermente sensibile al valore di velocità imposto, e di come tale relazione venga amplificata dall'andamento delle temperature. Tuttavia c'è da tener presente che il riscaldamento che interessa il motore, non è causato solamente dagli attriti che si generano, ma bensì anche per effetto joule, proporzionale quindi all'intensità di corrente circolante negli avvolgimenti. Infatti si può notare che il motore a 2500 giri/min. assorbe una corrente minore rispetto alla prova a 4200 giri/min. e che pure la temperatura è inferiore. Svolte le prove sul solo motore a vuoto, si è passati ai riduttori. Bisogna tener presente che non è stato utilizzato alcun sistema di raffreddamento attivo o passivo, né sul motore né sui riduttori. Anche in questo caso le prove sono state svolte a velocità costanti, con i medesimi valori alle quali sono state svolte quelle sul motore precedentemente descritte. Pure i tempi di campionamento dei segnali sono gli stessi ed anche i criteri utilizzati per discriminare la durata delle prove. Di seguito, il grafico che rappresenta l'andamento della corrente assorbita dal motore (sempre espressa in % della nominale) non solo nelle prove eseguite sui riduttori, ma anche quelle eseguite in precedenza sul solo motore.



Da tale grafico si può notare subito come entrambi gli accoppiamenti “motore + riduttore” causino un aumento di assorbimento di corrente da parte del motore rispetto al funzionamento a vuoto del medesimo. Questo è logico, visto che il singolo riduttore funge da carico per l’attuatore sul quale viene montato. Anche in questo caso l’andamento discendente delle curve è spiegabile in modo analogo a quello svolto in precedenza nelle prove a vuoto del motore, solo che ora tali curve rappresentano rispettivamente l’accoppiamento “motore + riduttore” e non il solo riduttore, e dunque anche le perdite che rappresentano sono relative all’intero accoppiamento. Detto questo, considerando in prima approssimazione che la componente di corrente dissipata in perdite dal motore nelle due prove con i riduttori sia la medesima (considerazione giustificata dal fatto che le due prove vengono svolte in condizioni analoghe), si può notare come il riduttore A, oltre a richiedere un quantitativo di energia minore rispetto al B, sia praticamente “inerte” alle variazioni di velocità, cosa che invece non si può certamente dire per il riduttore B. Se ora analizziamo le curve di temperatura di seguito riportate, possiamo estrapolare ulteriori considerazioni.





Tali grafici sono molto utili per valutare il comportamento dei nostri riduttori, e insieme a quello delle correnti, riescono a darci un quadro riassuntivo piuttosto esauriente sulle differenze dei due riduttori in funzionamento a vuoto. La prima cosa che si nota è che le temperature del motore in queste prove, raggiungono valori più elevati rispetto a quelle raggiunte dal solo motore a vuoto. Questo fatto non è certamente anomalo, dato che, come in precedenza affermato, i riduttori fungono da carico per il motore. Se osserviamo l'andamento delle temperature del riduttore B, notiamo che in entrambe le prove la temperatura del medesimo è paragonabile, se non addirittura superiore, a quella del motore. Ciò sta ad indicare che è il riduttore stesso a scaldare quanto il motore se non addirittura di più. Viceversa se osserviamo il riduttore A, notiamo che la sua temperatura è sempre inferiore a quella del motore, dunque, ribadendo il fatto che non è presente alcun sistema di raffreddamento e che motore e riduttore sono a contatto, è ovvio pensare che il riduttore A oltre a scaldare meno del motore, funga addirittura da dissipatore in qualche modo. Tale fatto lo si nota (anche se non in maniera così esplicita) anche nel grafico della corrente, in termini d'insensibilità al valore di velocità che caratterizza il riduttore A. Inoltre c'è da considerare la superficie di scambio che i due riduttori, di forma cilindrica con una flangia quadrata di base, hanno a disposizione. Con i dati delle dimensioni geometriche forniti dai cataloghi delle due ditte produttrici, è stato possibile calcolarci le rispettive superfici di scambio termico:

Riduttore	Superficie [cm²]
A	352
B	370

Da notare che come superfici di scambio si sono considerate solamente quella laterale e quella superiore, in quanto quella inferiore è a contatto con il motore. Possiamo notare che nonostante il riduttore B abbia una superficie di scambio termico superiore rispetto a quello A, raggiunga comunque temperature più elevate. C'è comunque da tenere in considerazione che lo scambio termico non è influenzato soltanto dalla dimensione della superficie, ma bensì anche da altri fattori come ad esempio il materiale di cui il riduttore è composto. In definitiva comunque, si può affermare che il riduttore B in funzionamento a vuoto e a velocità costante, a parità di condizioni, disperde una maggiore quantità d'energia nella propria movimentazione, e nonostante la maggior superficie di scambio termico a disposizione, raggiunga temperature più elevate rispetto al riduttore A. Inoltre il riduttore B risente fortemente del valore di velocità che gli viene imposto all'ingresso, cosa che in prima approssimazione non si nota nel riduttore A.

2.3. Prove a carico

Le prove a carico sono state svolte calettando sull'albero d'uscita dei riduttori (cioè quello lento) una puleggia in ghisa di caratteristiche precedentemente descritte. Si è fatto ciò per far sì che il rispettivo sistema "motore + riduttore" sviluppi una certa potenza "utile", oltre che alla sola necessaria per la movimentazione dei singoli componenti (motore e riduttore) analizzata in precedenza nelle prove a vuoto. Tale sviluppo di potenza ci consentirà di fare un raffronto tra i rendimenti dei due riduttori in esame. Essendo a conoscenza dei momenti d'inerzia di ogni singolo componente (motore, puleggia, riduttore A e riduttore B), è facile determinare la coppia resistente teorica che l'intero sistema (motore + riduttore) produce, secondo la già citata relazione:

$$C_r = J * a \quad [Nm]$$

C'è però da considerare il fatto che noi cerchiamo la coppia resistente totale teorica che risulta applicata all'albero motore (questo perché in tal modo, conoscendo la potenza sviluppata dal motore, siamo in grado di trovare il rendimento del sistema), e dunque i vari momenti d'inerzia devono essere riportati a tale albero. Nello specifico i due riduttori hanno i rispettivi "j" riferiti entrambi all'albero veloce (d'ingresso), e dunque coincidente con quello motore, mentre per la puleggia, essendo calettata sull'albero lento dei riduttori, dobbiamo riportare il suo momento all'albero motore. Per fare ciò basta dividere l'inerzia della stessa per il rapporto di trasmissione al quadrato del riduttore al quale viene applicata. Nel nostro caso in entrambi i casi basta dividere per 100, in quanto i due riduttori hanno rapporto di trasmissione uguale e pari a 10. Dalla relazione della C_r si può notare che serve una certa accelerazione angolare "a". A tal motivo, tramite il software di controllo e gestione, si è creato un asse virtuale sul quale è stata "montata" una camma (virtuale anch'essa) così da imprimere una determinata legge di moto al motore, in modo tale d'avere rampe d'accelerazione. Nota a questo punto la coppia resistente, basta conoscere la coppia motrice erogata dal medesimo per ricavare il rendimento, senza la necessità di conoscere ω , in quanto dalla definizione di rendimento si può notare che in questo caso la velocità si elide essendo la medesima sia per la potenza motrice che per quella resistente:

$$\eta = \frac{P_r}{P_m} = \frac{C_r * \omega_r}{C_m * \omega_m}$$

essendo $\omega_r = \omega_m$:

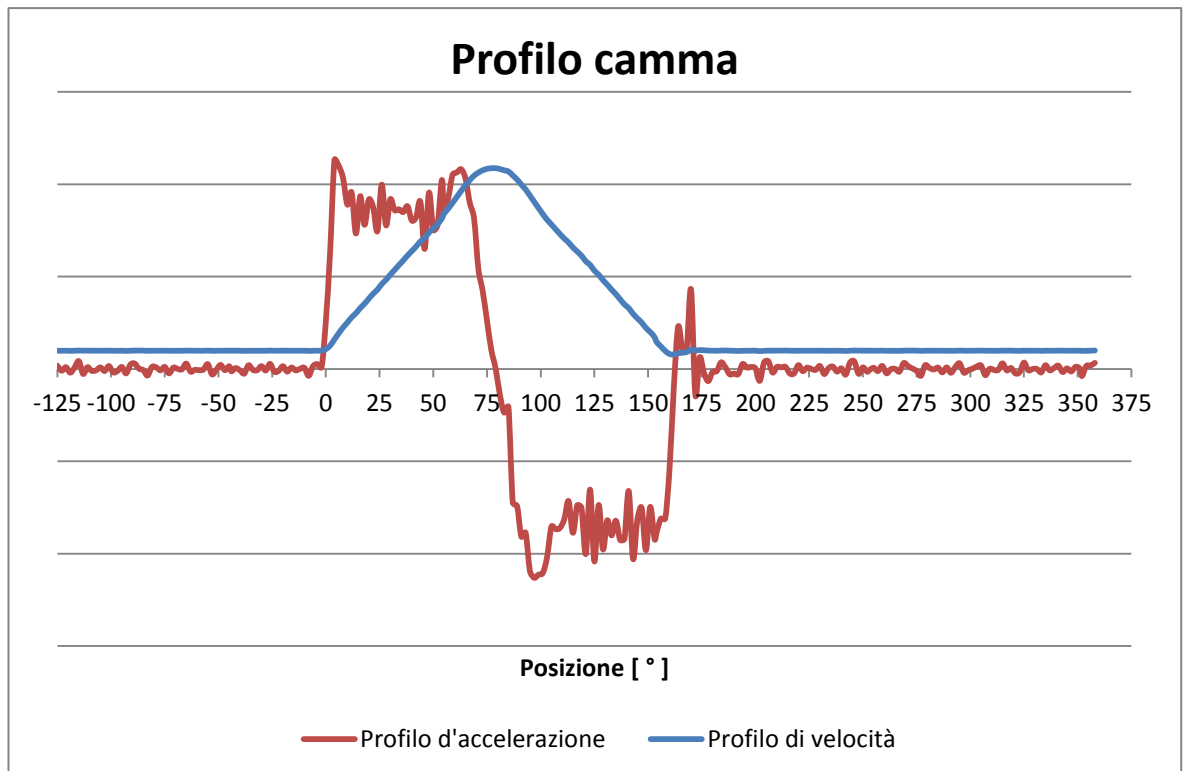
$$\eta = \frac{C_r}{C_m}$$

N.B.

Questo ragionamento è reso valido dal modo in cui si è definita la potenza resistente P_r .

La coppia motrice si ricava dall'intensità di corrente assorbita dal motore moltiplicandola per la costante di coppia K_t . C'è comunque da notare che K_t non rimane costante al variare della corrente e della temperatura. La dipendenza dalla corrente può essere trascurata fin tanto che il valore della stessa è minore della nominale. Stessa cosa non la si può dire per la temperatura. Infatti il produttore dichiara un K_t di 1,17 quando il motore è freddo (temperatura ambiente) e 1,046 quando raggiunge una temperatura di 70°.

Di seguito è riportato il profilo della camma utilizzata:



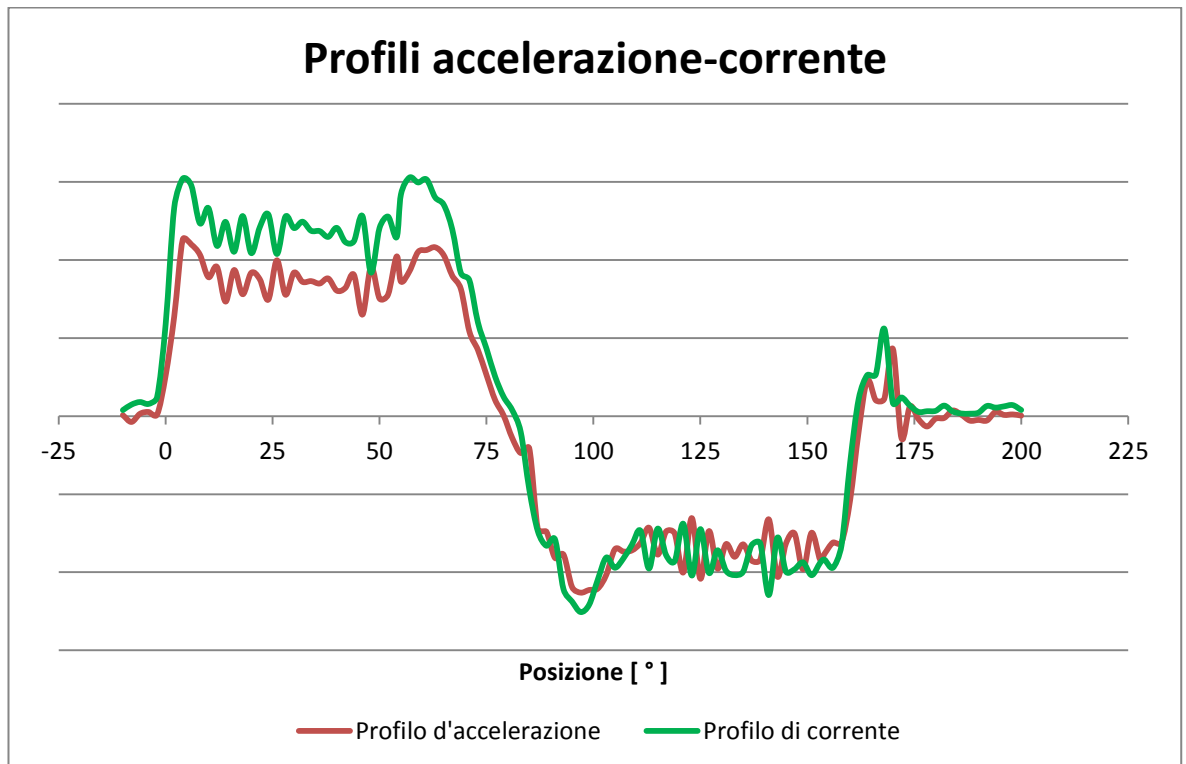
Da tale grafico si vede che la camma fa compiere al motore una rampa d'accelerazione dalla posizione 0° fino a 75° circa, seguita da una di decelerazione da 75° fino a 160° circa, per poi proseguire a velocità costante. Visto le considerazioni in precedenza fatte, a noi interessa soltanto la "porzione" di legge di moto in cui l'accelerazione è diversa da zero, dunque da una posizione di 0° fino a 160° circa. Nel suddetto intervallo è essenziale notare che il sistema non funziona sempre in moto diretto. Infatti nel tratto compreso tra 0° e 75°, si ha che il segno della velocità e dell'accelerazione sono concordi, cioè il motore sta accelerando, aumentando di velocità; siamo dunque in funzionamento diretto, e la potenza fluisce dal motore al carico. Se indichiamo con $C_{inerzia}$ la coppia generata all'albero motore dall'inerzie totali dei componenti che costituiscono il nostro generico sistema (motore, riduttore e puleggia) e con C_{motore} quella generata dal motore, nella suddetta condizione di funzionamento l'espressione del rendimento è la seguente:

$$\eta = \frac{C_{inerzia}}{C_{motore}}$$

Nel tratto compreso tra i 75° e 160° invece, la velocità e l'accelerazione hanno segni discordi, cioè il sistema sta decelerando, e la potenza stavolta fluisce dal carico al motore, il quale funge da freno. Il sistema dunque sta lavorando in moto retrogrado, e l'espressione del rendimento diviene la seguente:

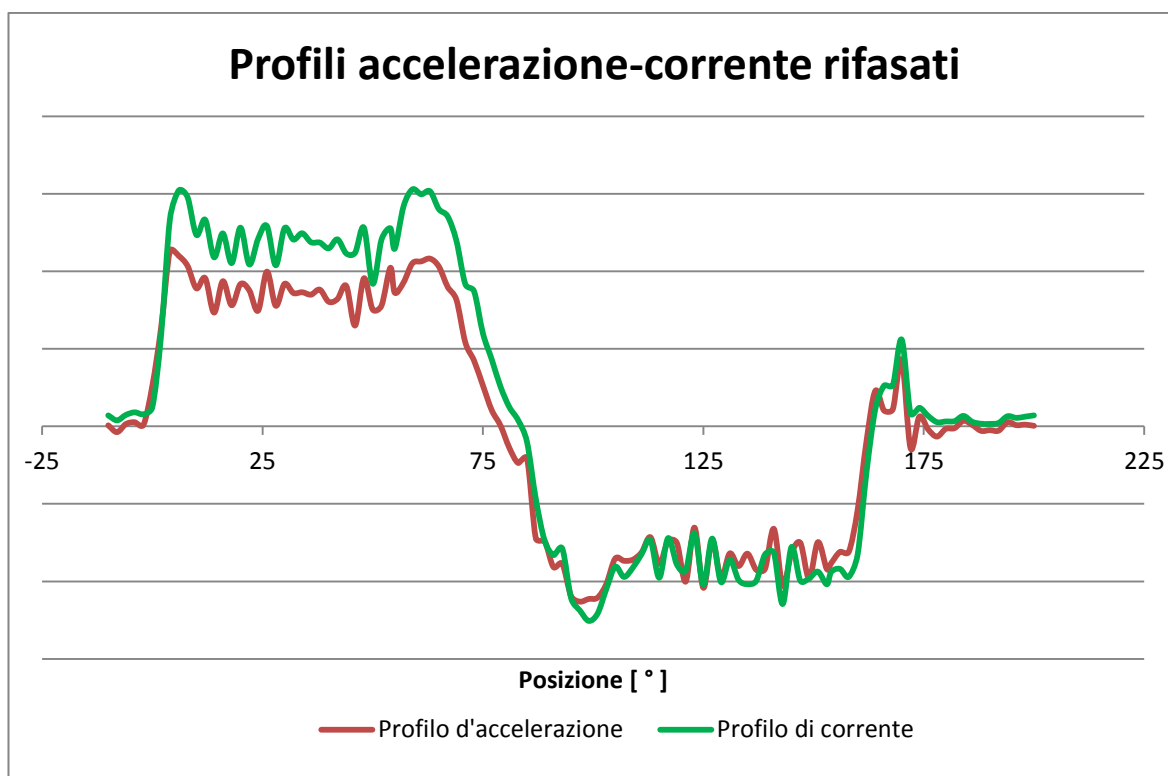
$$\eta = \frac{C_{motore}}{C_{inerzia}}$$

Per ognuno dei due riduttori è stata svolta una prova a carico utilizzando tale legge di moto, con velocità di 110 giri/min. Anche in questo caso la durata della prova è stata tale da portare il sistema ad un regime di funzionamento stabile nel tempo. In tali prove però, a differenza delle precedenti, il tempo di campionamento dei segnali di velocità, corrente ed accelerazione è sceso a 0,003 s, per consentire una lettura dei medesimi sufficientemente accurata. Per il segnale di temperatura invece si è mantenuto il campionamento ogni 4 s. Di seguito è riportato il grafico che raffigura la relazione che esiste tra i segnali di corrente e di accelerazione durante queste prove:



C'è da osservare che in tale grafico, come pure nel precedente, i profili sono plottati in funzione solamente della posizione. Questo perché nella realtà i vari segnali hanno unità di misura e ordini di grandezza diversi, dunque non sarebbe possibile confrontarli usando un'unica coordinata y. Inoltre si sottolinea il fatto che in questo momento non ci interessano i moduli dei valori che compongono i rispettivi segnali, ma piuttosto le relazioni che esistono tra loro. Detto questo, si riporta tale grafico perché, note le relazioni descritte in precedenza per il calcolo della $C_{inerzia}$ e della C_{motore} , si può affermare che il profilo di corrente è proporzionale alla C_{motore} mentre il profilo d'accelerazione è proporzionale alla $C_{inerzia}$.

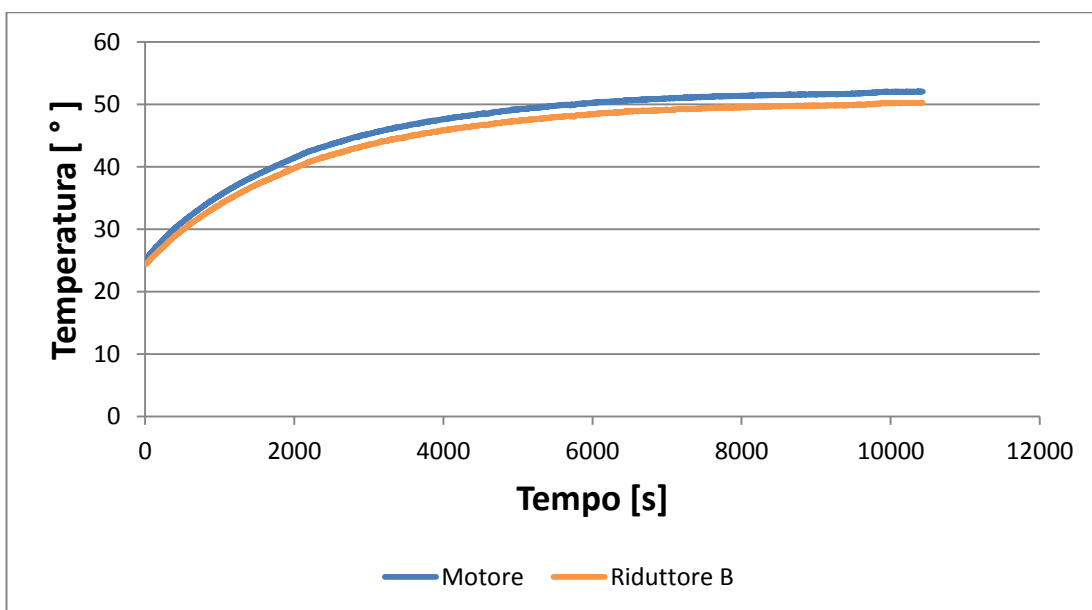
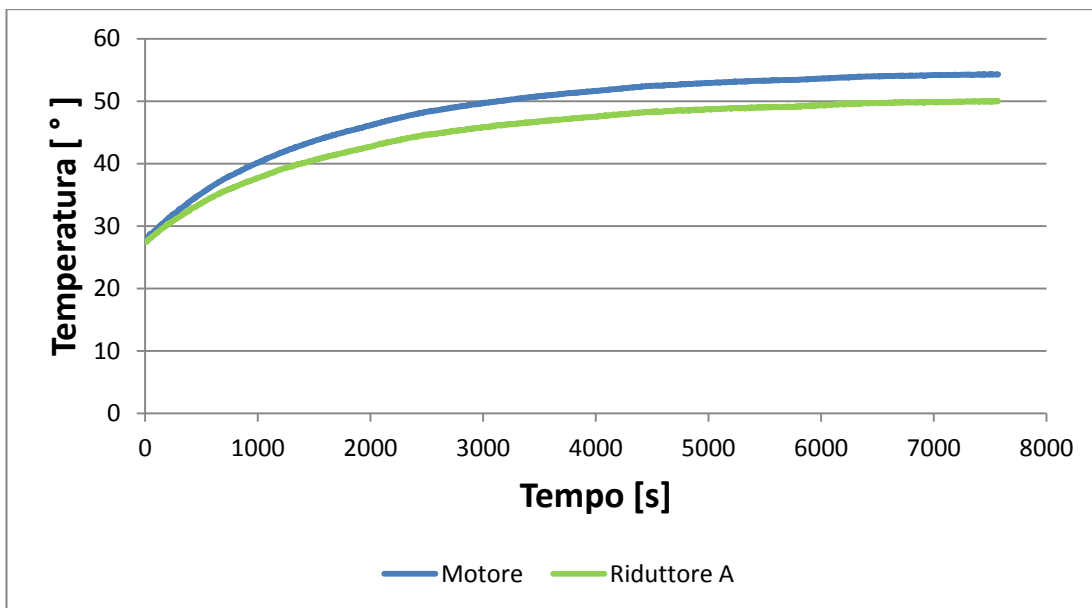
È doveroso notare però come tali segnali non siano in fase tra di loro: nello specifico si può ben vedere che il segnale di coppia è leggermente in ritardo rispetto a quello di corrente. Questo è logico, in quanto il nostro è un sistema meccanico controllato dall'elettronica, cioè del tipo azione→reazione, dunque è sensato un certo tempo di ritardo tra input e l'effettiva reazione. Inoltre, anche il campionamento dei segnali provoca un certo ritardo. Tale sfasamento comunque non è gradito, perché causa un errore nel calcolo del rendimento. Di seguito dunque, è riportato il medesimo grafico rifasato:



Il rifasamento è stato compiuto shiftando le due curve di 2°. Avendo una velocità di rotazione di 110 giri/min, tale sfasamento corrisponde circa a 0,003 s, pari al tempo di campionamento utilizzato. A questo punto è possibile fare un'elaborazione dati, utilizzando le relazioni e i concetti precedentemente illustrati, per ricavarci il rendimento in funzionamento diretto e in retrogrado di entrambi i riduttori. Infatti i grafici dei profili di corrente, accelerazione e velocità fin qui analizzati, e le rispettive considerazioni, sono di carattere generale. Questo perché si è utilizzata la medesima camma e lo stesso valore di velocità per entrambi i riduttori. L'elaborazione consiste nel calcolo del rendimento "puntuale" diretto e retrogrado, sfruttando i grafici precedenti per determinare la porzione di legge di moto di competenza dell'uno o dell'altro. Per "puntuale" s'intende che il calcolo è stato fatto per ogni istante campionato. In possesso di tutti i valori "istantanei" dei rendimenti, è stato possibile farne la media. Bisogna tenere in considerazione che le prove sono iniziate a sistema "freddo" (cioè a temperatura ambiente), per poi terminare ad una temperatura superiore, paria a quella di regime. Per questo di seguito vengono riportati i rispettivi rendimenti dei riduttori, sia a regime che a freddo (calcolati quindi nei primissimi istanti delle prove):

	RIDUTTORE A		RIDUTTORE B	
	$\eta_{diretto}$	$\eta_{retrogrado}$	$\eta_{diretto}$	$\eta_{retrogrado}$
A FREDDO	0,81	0,78	0,79	0,75
A CALDO	0,90	0,86	0,88	0,80

Prima di fare delle considerazioni sui risultati ottenuti, è bene analizzare anche i grafici inerenti le temperature raggiunte in queste prove:



Innanzitutto si tiene a ribadire il fatto che i rendimenti calcolati in precedenza, sono relativi al rispettivo sistema “motore + riduttore”, e non al solo riduttore. Se osserviamo le temperature, notiamo che queste sono inferiori rispetto a quelle raggiunte nelle prove a vuoto. Notiamo inoltre che i due riduttori si portano all’incirca alla stessa temperatura, mentre il motore raggiunge una temperatura leggermente superiore nel caso del riduttore A. Tutto questo può sembrare, a prima vista, in contraddizione con i risultati trovati. In realtà se consideriamo i momenti d’inerzia dei due riduttori, notiamo che quello del riduttore A è maggiore di quello B. Ciò si traduce nel fatto che, a parità di accelerazione, serve una coppia maggiore per movimentarlo. Questo non sta certamente a indicare che il riduttore A disperda più energia di quello B, ma semplicemente che è “attraversato” da un flusso di potenza maggiore. Infatti, se prendiamo in esame i valori medi della percentuale di corrente che rispettivamente viene assorbita dal motore nelle due prove, notiamo che nel caso del riduttore A abbiamo il 50% della corrente nominale assorbita, mentre con il riduttore B soltanto il 41% (esiste ovviamente in entrambi i casi, una differenza di qualche punto percentuale tra i valori inerenti all’inizio delle prove, rispetto a quelli alla fine). Moltiplicando per il rispettivo K_t si trova comunque che entrambi i riduttori sono sottoposti alla stessa condizione di carico, pari a circa 50% della rispettiva coppia nominale. Infatti, la coppia generata dal motore applicato al riduttore A, è di circa 2,25 Nm, mentre quella con il riduttore B è di circa 2 Nm, che corrispondono esattamente a metà delle coppie nominali dei rispettivi componenti in esame. Tutto questo si può riassumere dicendo che i due riduttori in tali prove, lavorano allo stesso punto di funzionamento pari al 50% della loro coppia nominale e si possono dunque confrontare. La minor temperatura raggiunta, rispetto alle prove a vuoto, è dovuta al fatto che il regime di rotazione è inferiore, e la velocità “istantanea” non è costante. Il valore leggermente superiore di temperatura raggiunta dal motore applicato al riduttore A rispetto al B, lo si può giustificare per effetto joule, dato che A fa assorbire una maggior corrente. Inoltre, per quanto detto finora, si può supporre che le differenze tra i rendimenti dei soli riduttori, siano addirittura leggermente superiori rispetto a quelle trovate per i rispettivi sistemi “ motore + riduttore”, proprio a causa delle dispersioni per effetto joule, le quali non sono costanti nelle due prove. A maggior ragione dunque, si può affermare che il rendimento del riduttore A (sia diretto che retrogrado) è superiore di quello B. Comunque si vuole sottolineare il fatto che lo scopo della presente analisi, non è quello di estrarre un numero rappresentante il rendimento del singolo riduttore, ma bensì quello di verificare le differenze esistenti tra i due componenti in esame. Ultima cosa da notare è che i rendimenti in moto retrogrado non rispettano strettamente la relazione descritta a pag. 10. Ciò non ci stupisce visto che tale relazione è riferita ad un rotismo ordinario, ed è noto che per l’epicicloidale il rendimento in retrogrado è inferiore rispetto a quello dell’ordinario.

3. CONCLUSIONI

Dalle prove effettuate è emerso, in maniera piuttosto significativa, come due componenti prodotti da due diversi costruttori ma che a catalogo vantano le medesime caratteristiche tecniche, presentino, in termini energetici, differenze significative, che andremo ora a riassumere:

- minore energia dissipata a vuoto dal riduttore A rispetto al B (no-load driving torque).
- maggior sensibilità, da parte del riduttore B rispetto a quello A, al valore di velocità imposto in ingresso.
- temperature d'esercizio più elevate per il riduttore B nel funzionamento a velocità costante, nonostante la maggiore superficie di scambio termico a disposizione.
- rendimenti più elevati per il componente A rispetto a quello B, sia a caldo che a freddo.

Si tiene a sottolineare il fatto che i rendimenti trovati nelle due ultime prove, non sono quelli massimi, in quanto non eravamo nelle condizioni nominali, ma circa al 50% della coppia nominale, sia per il motore che per i riduttori.

Si conclude dicendo che il riduttore A ha caratteristiche, dal punto di vista energetico, migliori rispetto a quello B.

C'è comunque da tenere in considerazione che il presente è un lavoro preliminare, il quale può essere approfondito svolgendo altre prove, così da verificare eventualmente più punti di funzionamento, utilizzando altri strumenti come ad esempio torsimetri, con i quali è possibile estrapolare in modo diretto e preciso i rendimenti dei singoli riduttori.

BIBLIOGRAFIA

Funaioli Ettore - Maggiore Alberto - Meneghetti Umberto, 2005, LEZIONI DI MECCANICA APPLICATA ALLE MACCHINE, prima edizione, Bologna, Pàtron editore.

WEBGRAFIA

<http://people.mecc.polimi.it/conrado/didattica/PMSA/corso/EpicicloidaliPMSA.pdf>

RINGRAZIAMENTI

Devo ringraziare il professor Caracciolo Roberto per avermi dato l'opportunità di svolgere la presente tesi, indirizzandomi alle tematiche più consone ed interessanti da trattare. Un ringraziamento particolare lo voglio rivolgere all'ingegner De Rossi Nicola, il quale mi ha assistito durante le prove di laboratorio, dimostrando una disponibilità e una pazienza degne di nota, oltre a competenza ed esperienza. Un ultimo ringraziamento è doveroso che io lo faccia a tutto il personale che è stato costretto a condividere con me il locale laboratorio, sopportando le lunghe, e spesso rumorose, prove svolte.