

## STUDIO DI UNA FRIZIONE MAGNETOREOLOGICA PER AUTOVEICOLI

G. Barbaraci<sup>a</sup>, G. Virzì Mariotti<sup>b</sup>, G. Molica<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Università Kore di Enna, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale e delle Infrastrutture Aeronautiche; [gabriele.barbaraci@libero.it](mailto:gabriele.barbaraci@libero.it);

<sup>b</sup>Università degli Studi di Palermo, Dipartimento di Ingegneria Chimica, Gestionale, Informatica Meccanica; e-mail: [gabriele.virzimariotti@unipa.it](mailto:gabriele.virzimariotti@unipa.it); [giuseppemolica@alice.it](mailto:giuseppemolica@alice.it)

### Sommario

Dopo un'accurata ricerca bibliografica sui fluidi magnetoreologici, il loro comportamento ed impiego, si è passati alla progettazione di una frizione magnetoreologica per autoveicoli. Considerando le caratteristiche di coppia trasmessa e potenza, il dispositivo è stato dimensionato tenendo presente i vincoli di ingombro del veicolo preso in esame. Sottoponendo il dispositivo ad analisi magnetostatica agli elementi finiti, si è determinato l'andamento delle linee di flusso del campo magnetico nel meato di fluido e nelle zone di maggior interesse, calcolando la coppia teoricamente trasmessa dall'innesto. È stato anche eseguito il confronto delle prestazioni fra una frizione MR ed una frizione tradizionale, evidenziando che la frizione MR presenta tempi di risposta più brevi con un elevato risparmio energetico. Lo studio effettuato mostra che il dispositivo si adatta bene ad un veicolo con cambio automatico o robotizzato o comunque con tempi di risposta molto brevi, ma necessita di un sistema di controllo per l'avviamento del veicolo.

### Abstract

After a thorough literature search on magnetorheological fluids, their behavior and use, it has gone to the design of a magnetorheological clutch for motor vehicles. Considering the characteristics of transmitted torque and power, the device is dimensioned taking into account the constraints of space of the examined vehicle. Subjecting the device to magnetostatic finite element analysis, it was determined the trend of the flow lines of the magnetic field in the gap of fluid and in areas of greater interest, calculating the torque transmitted theoretically by the clutch. The performance comparison between a traditional clutch and a MR clutch was also performed, pointing out that the MR clutch presents shorter response times with high energy savings. The study carried out shows that the device is well suited to a vehicle with automatic or robotic or otherwise with very short response times, but requires a control system for the starting the vehicle.

### 1. INTRODUZIONE

Lo sviluppo tecnologico ha portato l'introduzione dell'elettronica anche nel settore dell'automotive, e proprio negli ultimi anni l'impiego di sistemi elettronici sugli autoveicoli ha portato a miglioramenti notevoli in termini di prestazioni, di sicurezza, di consumo e anche, ma non sempre, di costi. La particolare tipologia di frizione studiata sfrutta le proprietà dei fluidi magnetoreologici, in grado di cambiare il loro stato in modo semplice, rapido e silenzioso costituendo un'interfaccia tra il sistema di controllo elettronico e quello meccanico.

I fluidi magnetoreologici (MR) sono dei particolari materiali in grado di cambiare il loro comportamento reologico, in modo completamente reversibile, se sottoposti ad un campo magnetico [1]. La risposta magnetoreologica di tali fluidi è il risultato della polarizzazione indotta nelle particelle in sospensione con l'applicazione di un campo magnetico esterno. L'interazione tra il conseguente dipolo indotto nelle particelle provoca la formazione di strutture colonnari, parallele al campo

applicato. La creazione di tali colonne comporta, a livello microscopico, una diminuzione della sezione utile per il libero movimento del liquido di sospensione, cui corrisponde il macroscopico aumento delle caratteristiche viscosive del fluido e del suo apparente stato solido [2] [3] [5]. Il modello matematico, che meglio approssima il comportamento di un fluido MR soggetto ad un campo magnetico esterno  $H$ , è quello di Bingham, tipico dei materiali viscoplastici. Esso restituisce il valore dello sforzo di taglio che il fluido è in grado di trasmettere in presenza di scorrimento tra le superfici:

$$\tau = \tau_y(H) + \eta_B \cdot \dot{\gamma} \quad (1)$$

In cui  $\tau_y(H)$  dipende dal campo magnetico applicato, mentre il secondo termine newtoniano è dato dal prodotto tra la viscosità  $\eta_B$  e il gradiente di velocità  $\dot{\gamma}$ .

Nello specifico i dati sono riferiti al particolare fluido *MRF 140CG* prodotto da *Lord Corporation*.

La frizione a fluido magnetoreologico studiata è costituita da due rotori a dischi, uno interno e uno esterno, tra i quali è interposto il fluido magnetoreologico, e uno statore nel quale è contenuta la bobina che attraversata da una opportuna corrente che va a generare il campo magnetico necessario [4].

## 2. DIMENSIONAMENTO DELLA FRIZIONE MR

### 2.1 Dimensionamento del circuito magnetico

Partendo dal modello matematico di Bingham sono stati dimensionati la frizione a fluido magnetoreologico e quindi il circuito magnetico, conoscendo il fluido MR da utilizzare (*MRF 140CG*) e le dimensioni massime tollerabili all'interno di un vano motore di un comune autoveicolo.

Integrando la (1) per l'angolo giro e fra il raggio interno e il raggio esterno si può trovare la coppia d'attrito:

$$M_f = n \cdot \int_{R_i}^{R_e} \tau r^2 dr \cdot \int_0^{2\pi} d\alpha = 2\pi n \left[ \frac{1}{3} \tau_y(H) (R_e^3 - R_i^3) + \frac{\eta}{4s} (\omega_2 - \omega_1) (R_e^4 - R_i^4) \right] \quad (2)$$

Dove con  $n$  si indica il numero di superfici d'attrito,  $s$  la distanza tra le superfici d'attrito,  $(\omega_2 - \omega_1)$  la differenza tra le velocità angolari delle superfici in moto relativo;  $R_i$  ed  $R_e$  sono rispettivamente il raggio interno e quello esterno delle superfici. Il secondo termine della (2) è trascurabile in assenza di campo magnetico, dato che la viscosità assume bassi valori. In prima approssimazione la coppia che la frizione è in grado di trasmettere è data da:

$$M_f = \frac{2}{3} \pi n \tau_y(H) (R_e^3 - R_i^3) \quad (3)$$

Si è quindi proceduto al dimensionamento, in linea di massima, del dispositivo a fluido MR studiato. Per i calcoli sono stati usati i dati relativi alla BMW M3. [10][13][14]:

- *Tipo di trazione:* Posteriore
- *Coppia massima:*  $M_{\max} = 340 \text{ Nm}$

La procedura per il dimensionamento di massima è standard, ed è abbastanza frequente in bibliografia (p.e.[8] [9] [10]). In prima approssimazione la legge di Ampere che regola il sistema può essere scritta:

$$N \cdot I = \emptyset \cdot \frac{g}{\mu_f \cdot A_f} = B_f \cdot \frac{g}{\mu_f} \quad (4)$$

### 2.2 Materiali impiegati

Il primo aspetto da considerare nella scelta dei materiali è il loro comportamento magnetico. In particolare ciascun componente della frizione, soggetto all'attraversamento da parte del flusso

magnetico, deve essere di tipo ferromagnetico ( $\mu_r \gg 1$ ). I materiali delle parti non soggette al flusso magnetico sono scelti in base a considerazioni di carattere strutturale e termico.

Particolare attenzione è stata dedicata alla scelta del fluido magnetoreologico, poiché le sue proprietà reologiche e magnetiche influenzano notevolmente le prestazioni della frizione. Per migliorare il rapporto peso/coppia e il rapporto volume/coppia è essenziale che il fluido riesca a esercitare elevate tensioni tangenziali anche per bassi valori di induzione magnetica.

Il fluido magnetoreologico scelto (MRF-140CG) possiede una yield stress in grado di soddisfare le esigenze del dispositivo con un basso valore del campo magnetico, un buon range di utilizzazione per quanto riguarda la temperatura (-40 °C - 130°C). Le proprietà di questo fluido sono fornite dalla *Lord Corporation* [14], che fornisce anche le curve sperimentali  $\tau_y$ -H e B-H, utili per il successivo dimensionamento del circuito.

Per minimizzare gli spessori del circuito è stato necessario individuare un materiale che avesse il più alto valore possibile di induzione di saturazione. La scelta è caduta sull'acciaio semplice al carbonio C10, che possiede non solo una buona induzione di saturazione, ma anche buone qualità di resistenza meccanica.

Il rotore interno non fa parte del circuito magnetico e deve avere buone caratteristiche meccaniche; è stato scelto l'acciaio inossidabile AISI 304. Infine per le restanti parti che non dovevano costituire il circuito magnetico è stato utilizzato alluminio in modo da ridurre il peso del dispositivo e, grazie alla sua bassa permeabilità magnetica, impedire alle linee di flusso del campo magnetico di propagarsi in zone della frizione in cui non devono essere presenti [6].

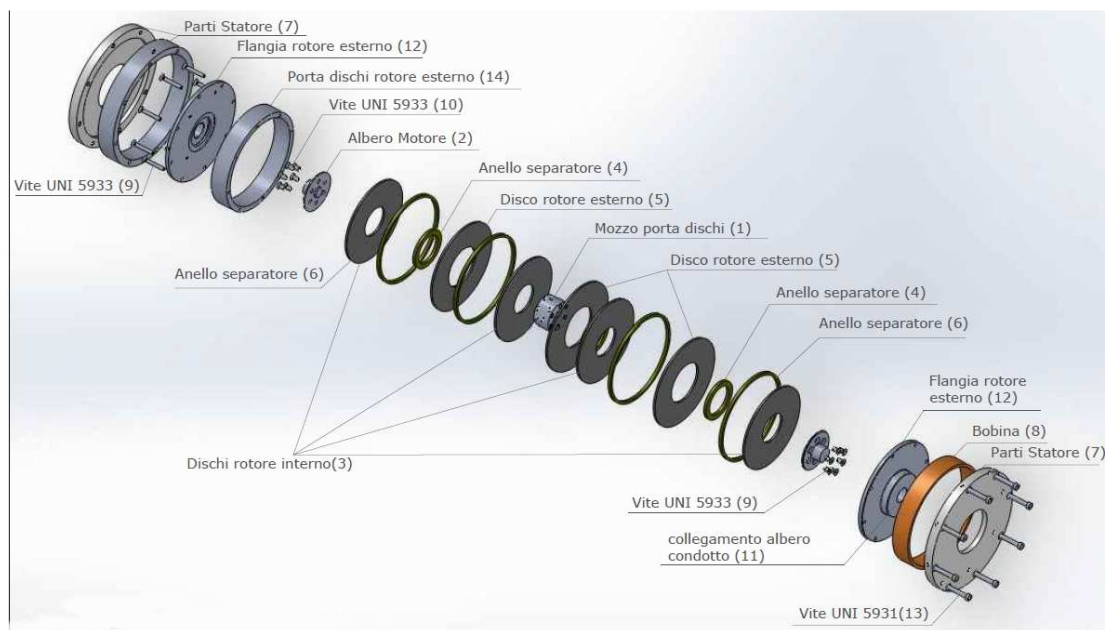


Fig. 1 – Esploso della frizione MR; essa è costituita da una parte non rotante (7) che contiene la bobina (8) composta da una pluralità di spire avvolte su una lamina di alluminio, le parti statoriche (7) sono collegate attraverso gli organi di collegamento (13). L'elemento (2) è collegato all'albero motore e mediante un collegamento con viti (10) trasmette il moto al mozzo che contiene i dischi (1).

Sull'elemento (1) sono quindi calettati i dischi (3) del rotore primario, distanziati da opportuni anelli separatori (4). Il rotore secondario è composto dalle flange (12) connesse tramite viti (9) all'elemento (14) che contiene i dischi del rotore secondario (5) e i rispettivi anelli separatori (6). La flangia collegata all'albero condotto è indicata con (11).

### 2.3 Geometria e dimensioni della frizione MR

È stato scelto lo schema di fig. 1 perché più lineare e per evitare vibrazioni ad elevato numero di giri dovuti ad errori di coassialità in seguito al montaggio. Fattori molto importanti sono l'opportuna scelta delle tolleranze dimensionali ed il grado di lavorazione delle parti per ridurre i problemi durante il calettamento degli organi sul rotore primario e su quello secondario. È importante precisare che nei

vari collegamenti sono previste delle guarnizioni per evitare perdite di fluido. Quando la bobina è attraversata da una corrente il campo magnetico generato attraversa il fluido MR che, variando le sue proprietà reologiche, si oppone al moto relativo tra i due rotori, generando così un momento frenante. Tenuto conto dei modelli matematici e dei vincoli geometrici, si procede con il dimensionamento delle parti che compongono la frizione magnetoreologica. La figura 2 mostra il modello con le relative quote e parametri geometrici. Facendo riferimento all'equazione (3), si ipotizza un raggio interno pari a  $R_i = 40$  mm, un raggio esterno pari a  $R_e = 85$  mm ed un numero di superfici di attrito pari a  $n = 8$ . Gli anelli distanziali dei dischi rotori forniscono un supporto per i dischi stessi dando anche una maggiore rigidità strutturale, per tali anelli è stato scelto uno spessore di  $S_a = 6$  mm. Il raggio  $R_0$  è il raggio del mozzo che deve essere collegato all'albero motore; il mozzo potrebbe anche essere dotato di flangia per un migliore ed efficace accoppiamento; si sceglie  $R_0 = 15$  mm. Lo spessore del rotore esterno è stato scelto pari a  $S_{re} = 10$  mm. L'alloggiamento della bobina è stato dimensionato tenendo conto delle dimensioni di quest'ultima.

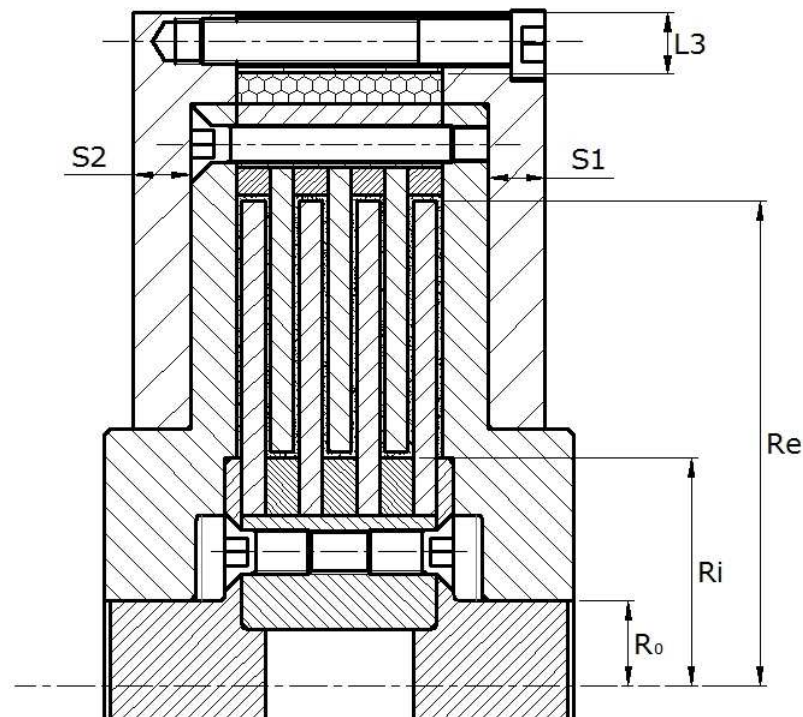


Figura 2 - Sezione della frizione MR

Con le grandezze espresse, maggiorando il momento trasmesso del 30% per eventuali sovraccarichi, si ricava:

$$\tau_y(H) = 48820,53 Pa \approx 50 kPa \quad (5)$$

Per tale valore di tensione tangenziale, facendo riferimento alle curve  $\tau_y(H) - H$  [14], si ricava il valore di campo magnetico  $H_{f \max} \cong 130 kA/m$ , in corrispondenza del quale, dalla curva B-H [14] e dalla legge:

$$B_{f \max} = H_{f \max} \cdot \mu_f \quad (6)$$

si ricava il valore del massimo campo di induzione magnetica che attraversa il fluido  $B_{f \max} = 0,8 T$ , sapendo che la permeabilità magnetica del fluido MR si può ritenere costante e circa pari a  $\mu_f \cong 5 \mu_0$ .

Per dimensionare la bobina è necessario fissare inizialmente lo spessore  $g$  del fluido MR. Si è scelto un valore di  $g = 1$  mm. Quindi dalla (4), considerando le 8 superfici di fluido, si ha:

$$N \cdot I = B_{fmax} \cdot \frac{8g}{\mu_f} \quad (7)$$

Assumendo che la densità di corrente massima capace di sopportare un filo di rame pari a  $J_{max} = 7$  A/mm<sup>2</sup>, oltre la quale si produce un eccessivo riscaldamento del filo, si determina la misura della sezione trasversale dell'avvolgimento:

$$S_b = \frac{N \cdot I}{J_{max} \cdot F_p} = \frac{B_{fmax} \cdot 8 \cdot g}{\mu_f \cdot J_{max} \cdot F_p} \quad (8)$$

Dove con  $F_p$  si è indicato il fattore di impacchettamento della bobina,  $F_p = 0,70$ .

Scegliendo un valore iniziale dello spessore di ciascun disco, compatibilmente con la sua resistenza, pari a  $S = 4$  mm, la lunghezza della bobina risulta  $L_b = 36$  mm. Dalla (8) si ricava l'estensione in direzione radiale della bobina. Si ottiene:

$$S_b = 208mm^2 \quad H_b = 6mm \quad N \cdot I = 1016Amper - spire \quad (9)$$

Ipotizzando di alimentare l'avvolgimento con una corrente  $I = 1,5$  A, il numero di spire dell'avvolgimento risulta pari a  $N = 680$  spire.

Il principio secondo il quale il flusso magnetico è costante in ogni sezione del circuito è utile per determinare gli spessori delle varie parti della cassa portavvolgimento, attraversate da campo magnetico. Si può scrivere:

$$\Phi = B_{fmax} \cdot A_f = B_{sat} \cdot A_i \quad (10)$$

nella quale  $A_f = \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$  rappresenta l'area della superficie attiva di fluido,  $A_i$  indica la sezione delle varie parti attraversate dal campo magnetico. Il termine  $B_{sat} = 2,15$  T indica il valore del campo magnetico massimo attraverso le parti in materiale ferromagnetico.

Applicando la (10) per le varie sezioni si determinano i valori degli spessori della cassa portavvolgimento della frizione:  $S_1 = 10$  mm;  $S_2 = 10$  mm;  $S_3 = 9$  mm.

### 3 ANALISI MAGNETOSTATICA

La configurazione della frizione a fluido MR è assialsimmetrica, e pertanto può essere studiata come modello piano. È stato scelto l'elemento per le analisi magnetostatiche denominato *Plane13*. Il modello si costruisce attraverso l'introduzione dei *keypoints* mediante coordinate cartesiane e quindi si creano le aree che poi vanno meshate; sono stati definiti i materiali, introducendo le costanti necessarie per affrontare questo tipo di analisi, ed è stata creata la mesh considerando la giusta dimensione dell'elemento finito. In questo modo il modello è caratterizzato da una mesh regolare, abbastanza fitta in corrispondenza del meato di fluido.

Le condizioni al contorno riguardano i carichi applicati ed i vincoli ai quali è soggetto il dispositivo. Il carico agente è rappresentato dall'intensità di corrente attraverso la bobina, responsabile del campo magnetico generato. Essa è stata introdotta nel modello FEM mediante la definizione della densità di corrente  $J = NI/A$ , in corrispondenza degli elementi rappresentanti l'avvolgimento.

Il modello è stato inoltre vincolato ponendo nulla la componente del vettore potenziale magnetico  $A_z$ , nei nodi in corrispondenza del contorno esterno. Ciò implica che le linee di flusso del campo magnetico si mantengano in direzione parallela alle linee del contorno esterno.

In ogni nodo dell'interfaccia di contatto tra disco e fluido MR è stato ricavato il relativo valore di induzione magnetica  $H$ , insieme alla sua coordinata radiale  $x$ . Dalla figura 3 si vede come nella zona lambita dal fluido MR l'intensità di campo magnetico oscilla tra valori che vanno da 104 a 130 kA/m, a tali valori corrisponde una tensione tangenziale in grado di trasmettere il momento voluto. L'analisi FEM condotta sul modello ha restituito la distribuzione di campo magnetico per la configurazione scelta.

La fig. 4 mostra le linee di flusso lungo il circuito magnetico, si nota come esse attraversino il meato di fluido in direzione pressoché ortogonale, condizione necessaria per far funzionare il dispositivo in modalità *direct-shear mode*.

In figura 5 si riporta la mappa dei valori per il campo magnetico  $B$  nel circuito. Ciascun valore è ricavato come somma delle componenti orizzontali e verticali del vettore  $B$  attraverso il circuito.

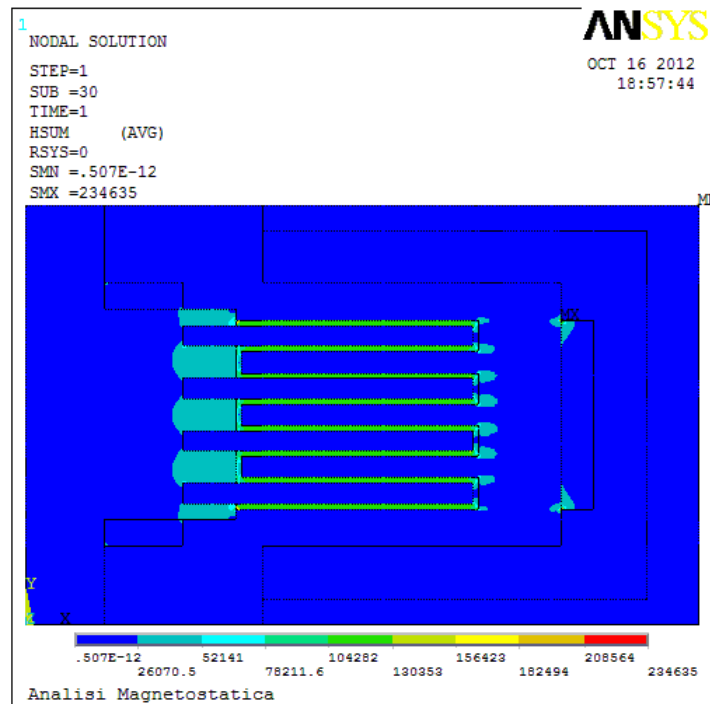


Figura 3 - Intensità di campo magnetico  $H$  nella frizione a fluido MR

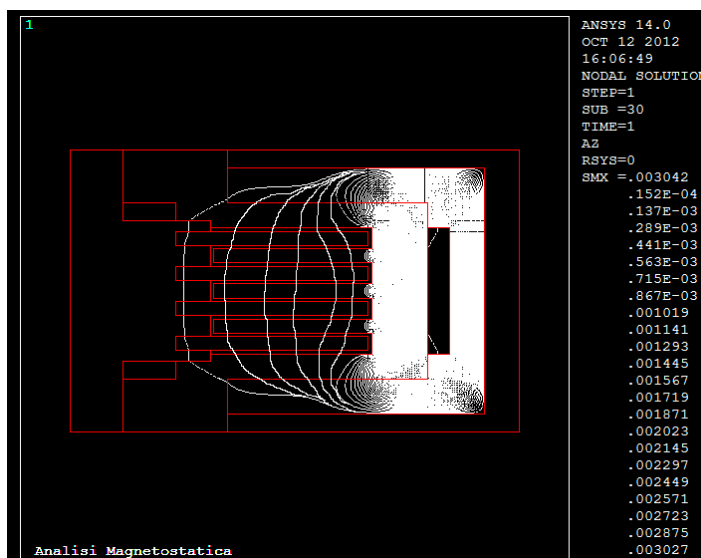


Figura 4 - Andamento delle linee di flusso nella frizione magnetoreologica

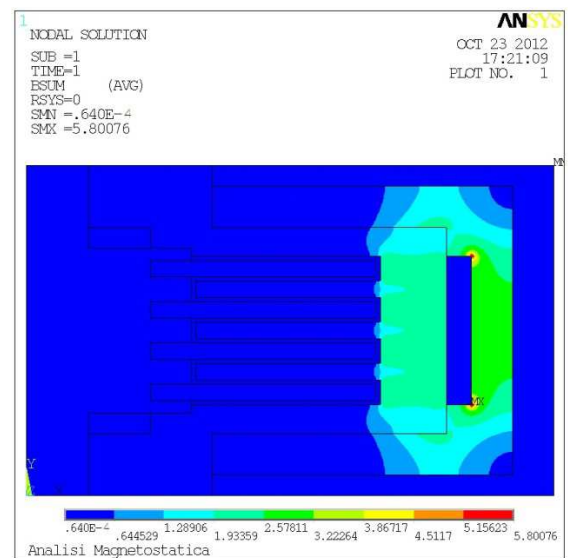


Figura 5 - Distribuzione campo magnetico  $B$  nella frizione a fluido MR

## 4. CONFRONTO CON UNA FRIZIONE TRADIZIONALE

### 4.1 Energia Dissipata

Attraverso programmi di calcolo (MATLAB), parametrizzando le caratteristiche principali del motore, della frizione e degli organi di trasmissione, è stato possibile ricavare l'energia dissipata e la temperatura media raggiunta durante il transitorio di avviamento.

La coppia massima fornita dal motore è pari a 340 Nm, il fattore di esercizio  $\psi$  è stato scelto uguale a quello di una normale frizione a dischi pari a 1.3, mentre la coppia massima trasmessa dall'innesto è stata assunta pari a 442 Nm, pari al prodotto fra coppia massima e fattore di esercizio. Si è ripetuto il calcolo per le due condizioni di frizione tradizionale e frizione MR assumendo un valore del tempo di innesto pari a 0.5 s; nel caso di frizione MR il calore specifico è stato scelto pari a quello di un olio sintetico a base di idrocarburi  $c_p = 1850 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ , mentre la densità del fluido MR è stata assunta pari a  $3640 \text{ kg/m}^3$ ; il volume è stato calcolato assumendo un diametro esterno 170 mm, un diametro interno 80 mm, ed 8 strati di fluido con un gap di 1 mm.

Gli analoghi dati per la frizione tradizionale montata sul veicolo sono:  $c_p = 500 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ , densità della massa volanica  $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ , diametro esterno 240 mm, diametro interno 100 mm, spessore 12 mm. Tutti gli altri dati significativi (momenti di inerzia, rapporti di trasmissione, ecc.) sono stati prelevati da [13] [14]. In tutti i casi il momento parzializzato applicato è assunto pari a  $M_m = 300 \text{ Nm}$ . Il momento resistente è stato calcolato assumendo una resistenza specifica al rotolamento pari a  $12 \text{ N/kN}$ , un raggio di rotolamento delle ruote pari a 0.28 m. La massa del veicolo è di 1200 kg.

Il tempo di avviamento  $T_a$  ottenuto è molto prossimo al valore del tempo di innesto. L'energia perduta per attrito durante l'avviamento è stata calcolata con la formula: [11]:

$$E_{pa} = M_m \int_0^{T_a} (\omega_m - \omega_v) dt \quad (12)$$

Mentre il salto di temperatura medio dovuto all'energia dissipata per attrito si è calcolato con la formula:

$$\Delta T = \frac{E_{pa}}{c_p \rho V} \quad (13)$$

Il rendimento dell'innesto si è calcolato facendo uso della seguente relazione:

$$\eta_i = \frac{(J_m + J_v) \omega_a^2}{(J_m + J_v) \omega_a^2 + 2E_{pa}} \quad (14)$$

Dove  $\omega_a$  è la velocità angolare al tempo di avviamento,  $J_m$  e  $J_v$  sono le inerzie rispettivamente del motore e l'inerzia equivalente del veicolo riportata all'albero della frizione. La tabella 1 mostra i risultati delle elaborazioni:

Tabella 1 – Confronto prestazioni fra frizione MR e frizione tradizionale.

	Frizione tradizionale	Frizione MR 1 caso	Frizione MR 2 caso
Tempo di innesto [s]	0.5	0.5	0.01
Tempo di avviamento [s]	0.53	0.53	0.029
Energia perduta [J]	60491	60491	673
Temperatura media $\Delta T$ [ $^\circ\text{C}$ ]	34.3	63.5	0.71
rendimento	0.42	0.42	0.59

In confronto dei risultati delle prime due colonne mostra che a parità di tempo di innesto la frizione MR non avrebbe vantaggi sensibili (nel fare il calcolo si è trascurata la variazione di momento di inerzia dovuta alla diversa forma della frizione), anzi si avrebbe un incremento di temperatura del fluido MR a causa della diversa densità del materiale. Il fatto parecchio interessante è invece che la frizione MR presenta tempi di innesto molto minori di quelli imponibili da un operatore umano

particolarmente in gamba: il sito della Lord [15] dichiara che il tempo che il fluido MR impiega per cambiare le proprie proprietà fisiche è  $\leq 0.01$  s; i dati della terza colonna della tabella mostrano che proprio a causa di ciò si riducono sensibilmente il tempo di avviamento e l'energia dissipata, con una drastica riduzione della temperatura media ed un considerevole incremento del rendimento. Le figure 6 e 7 mostrano l'andamento delle velocità angolari per la frizione MR e quella tradizionale rispettivamente. L'incrocio delle due curve avviene al tempo di avviamento  $T_a$ .

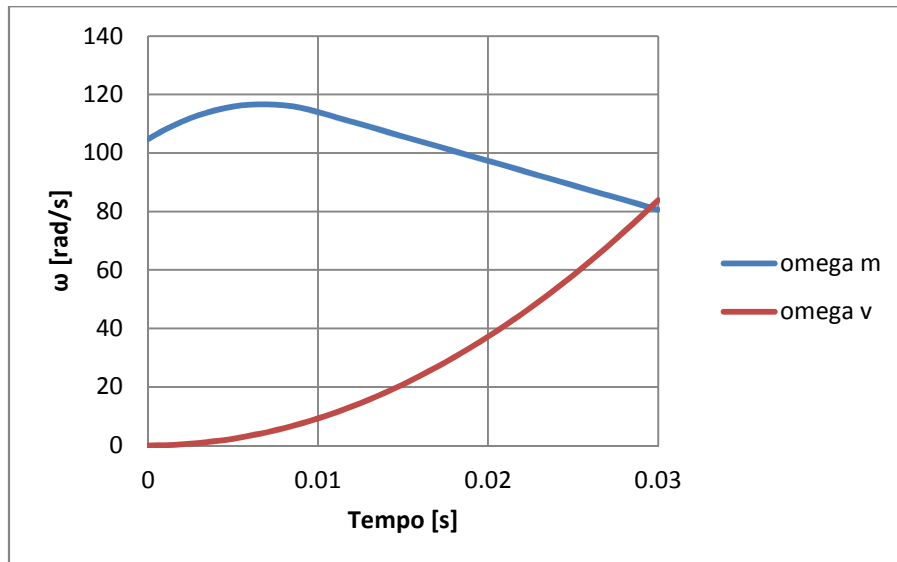


Figura 6 – Andamento delle velocità angolari a monte e a valle dell'innesto della frizione magnetoreologica per un  $T_i = 0.01$  s;  $M_m = 300$  Nm

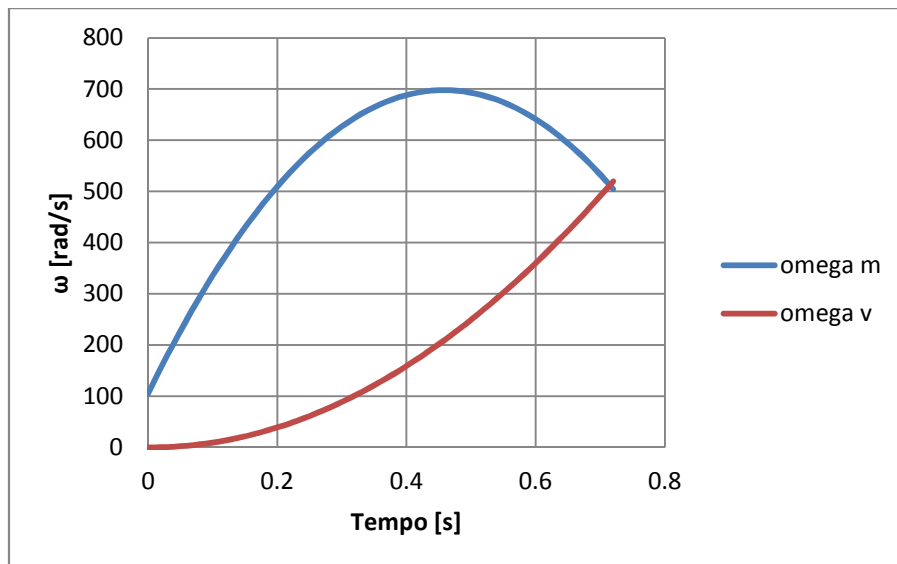


Figura 7 – Andamento delle velocità angolari a monte e a valle dell'innesto della frizione tradizionale per un  $T_i = 0.5$  s;  $M_m = 300$  Nm

Si evince pertanto il vantaggio dal punto di vista energetico, a discapito di un peso maggiore e di una maggiore complessità di montaggio e quindi di costi. Miglioramenti dei risultati possono essere ottenuti attraverso la sperimentazione.



## 4.2 Sistema di controllo

Il tempo di avviamento  $T_a$  del dispositivo è molto basso, quindi le manovre di parcheggio e in generale quelle di avviamento del veicolo sono difficili senza un opportuno sistema di controllo che crei scorrimento tra i due rotori. Si propone di seguito una soluzione per il sistema di controllo della frizione a fluido magnetoreologico.

Lo schema di controllo è riportato nella figura 8, le prestazioni migliori si ottengono quando la corrente non supera 1,5 A con una tensione di 24 V. Lo slittamento della frizione viene controllato attraverso due sensori di posizione posti sulle parti in movimento. Il microcontrollore rileva lo scorrimento e regola la corrente per raggiungere lo stato di disinnesto o di innesto. I sensori di temperatura e di corrente proteggono da eventuali sovraccarichi [12]. Il valore di coppia desiderato, trasmesso dalla frizione, viene regolato facendo variare la tensione di alimentazione della bobina, quindi per data resistenza dell'avvolgimento varia la corrente che l'attraversa. Variando la corrente si fanno variare: il campo magnetico, lo Yield Stress [14] e, di conseguenza, la coppia trasmissibile, mostrata in figura 9.

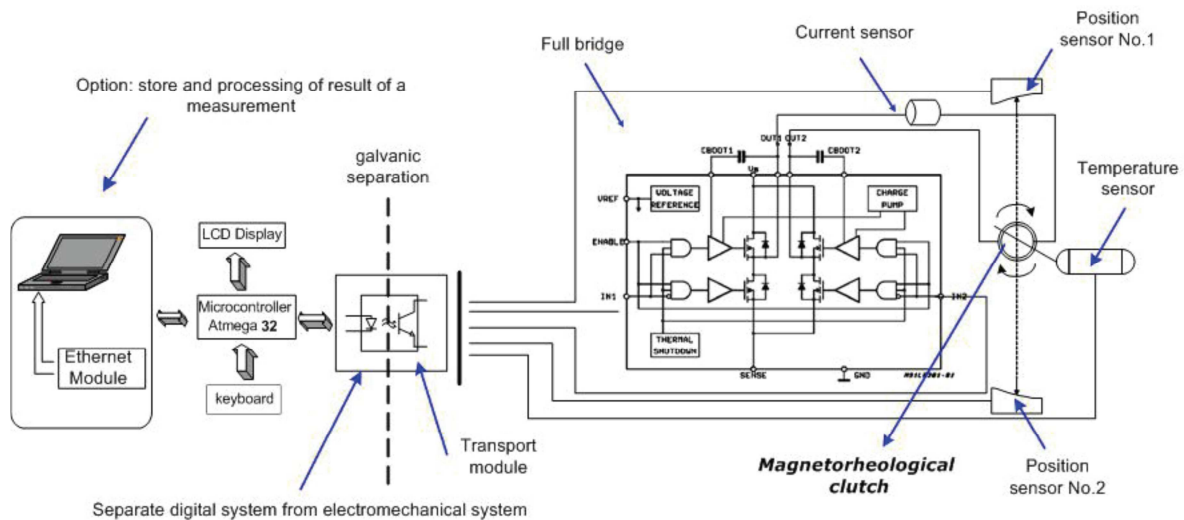


Figura 8 – Diagramma di controllo della frizione a fluido magnetoreologico [12]

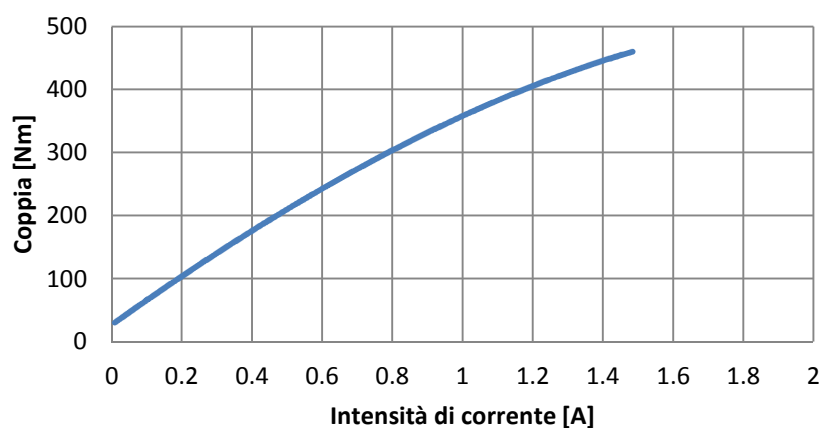


Figura 9 - Andamento della coppia trasmessa al variare dell'intensità di corrente.

## 5.CONCLUSIONI

Questo lavoro ha portato a dei risultati soddisfacenti, sia per quanto riguarda la coppia che teoricamente è in grado di trasmettere la frizione MR, sia per quanto riguarda il rendimento e le

temperature raggiunte dall'innesto, nonché l'energia dissipata. Lo studio del modello analitico della frizione ha permesso di ottenere un primo dimensionamento preliminare. Mediante la realizzazione di un modello agli elementi finiti elettromagnetico è stato possibile valutare in maniera accurata la distribuzione del campo magnetico all'interno del fluido MR. Con una successiva analisi termica agli elementi finiti si può determinare l'andamento della temperatura nel fluido MR e verificare se la massima temperatura raggiunta nel fluido sia inferiore al valore limite di funzionamento.

Un difetto evidenziato dal lavoro eseguito è la difficoltà costruttiva dovuta all'elevata precisione nella lavorazione e al montaggio dei componenti; per un migliore studio sulle prestazioni del dispositivo sarebbe necessaria la costruzione di un prototipo su cui effettuare dei test in laboratorio. Per il resto, i vantaggi derivanti dall'utilizzo di tale dispositivo, rispetto ad una comune frizione sono molteplici, in primo luogo una frizione a fluido MR consente tempi di risposta notevolmente inferiori rispetto ad un tradizionale comando a pedale, a filo o oleodinamico. Il confronto termico ed energetico con una frizione tradizionale mostra che la frizione MR presenta un comportamento particolarmente vantaggioso per il risparmio energetico.

La maggiore rapidità di risposta si traduce in una riduzione dei tempi di cambio marcia soprattutto in autoveicoli con cambio automatico, con un incremento delle prestazioni.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Eva Tenan, “*I fluidi magnetoreologici: un liquido <<controllabile>>*”, Il Progettista Industriale, pp. 86-89, Marzo 2006.
- [2] M. R. Jolly, J. W. Bender, J. D. Carlson, “*Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids*”, SPIE 5<sup>th</sup> Annual Symposium on Smart Structures and Materials, San Diego, California USA 15 March 1998.
- [3] L. Yang, F. Duan, A. Eriksson, “*Analysis of the optimal design strategy of a magnetorheological smart structure*”, Smart Materials and Structures, vol. 17, (2008) 015047 (8pp) doi: 10.1088/0964-1726/17/1/015047.
- [4] H. V. Ly, F. Reitich, M. R. Jolly, H. T. Banks, K. Ito, “*Simulations of Particle Dynamics in Magnetorheological Fluids*”, Journal of Computational Physics, vol.155, Issnes, 10 October 1999, pp. 160-177.
- [5] J. D. Carlson, “*What makes a good MR fluid?*”, Proc. of Lord Corporation, 8<sup>th</sup> International Conference on Electrorheological (ER) Fluids and Magnetorheological Suspension, Nice, July 9-13, 2001.
- [6] P. Traverso, V. Romairone, M. Fassin, “*Corrosione e protezione del composto AL6061 T6/Al2O3p in ambiente marino*”, La Metallurgia Italiana, N.10,2006 pp.47-53.
- [7] Przemyslaw Zagrodzki, “*Thermoelastic Instability in Friction Clutches and Brakes – Transient model analysis revealing mechanisms of excitation of unstable modes*”, International Journal of Solids and Structures. Friction Holdings, LLC, Technical Center, 731 Tech Drive, Crawfordsville, IN 47933, USA.
- [8] Marannano G., Virzi' Mariotti G., Duboka C. - Analysis of the Behaviour of an Optimized Magnetorheological Brake, Review of Applied Physics (RAP), Volume 2, Issue 2 (June 2013), PP.23-32, ISSN Online: 2327-1612
- [9] Marannano G. V.; Virzi' Mariotti G., Duboka C. - Preliminary Design of a Magnetorheological Brake for Automotive Use – 23th JUMV International Automotive Conference, Belgrade, Serbia, 19-21 April 2011
- [10] G. Traina, “*Analisi e ottimizzazione di un differenziale a fluido magnetoreologico per autoveicoli*”, Tesi di laurea, Università degli Studi di Palermo (2011).
- [11] M. Bencini, “*Dinamica del Veicolo*”, Tamburini, Milano, 1954
- [12] P. Kielan, P. Kowol, Z. Pilch, “*Conception of the electronic controlled magnetorheological clutch*”, PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY (Electrical Review), ISSN 0033-2097, R. 87 NR 3/2011
- [13] [www.bmw.com](http://www.bmw.com)
- [14] [www.rototest.com/rri](http://www.rototest.com/rri)
- [15] [www.lord.com](http://www.lord.com)