

# Trasmissioni per veicoli elettrici con ingranaggi ipoidi

I VEICOLI ELETTRICI DI PICCOLA TAGLIA RICHIEDONO SOLUZIONI EFFICIENTI E COMPATTE PER QUANTO RIGUARDA IL MOTORE ELETTRICO E LA TRASMISSIONE. QUESTO ARTICOLO PRESENTA UN NUOVO CONCEPT CHE UTILIZZA UN INGRANAGGIO IPOIDE AVENTE UN RAPPORTO TRA 7 E 15. L'INGRANAGGIO IPOIDE PERMETTE UN MONTAGGIO DEL MOTORE A 90° RISPETTO ALL'ASSE DELLE RUOTE ANDANDO A SPOSTARE ANCHE LA FONTE DI RADIAZIONE TERMICA LONTANA DALLA RUOTA. ESSENDO LA RIDUZIONE FATTA IN UN UNICO STADIO, QUESTA SOLUZIONE RISULTA MOLTO COMPATTA ED OTTIMALE PER VEICOLI ELETTRICI COMPATTI. NEL SEGUITO SI DISCUTERANNO MOLTI TIPI DI TRASMISSIONE E CONFIGURAZIONI DI MONTAGGIO. IL DESIGN COMPATTO E IL FATTO CHE UNA TRASMISSIONE MONOSTADIO RIDUCA IL NUMERO DI ALBERI, DI CUSCINETTI E DI INGRANAGGI È UN ASPETTO CHE IMPATTA IN MODO POSITIVO SUI COSTI PRODUTTIVI.

I veicoli elettrici di piccola taglia richiedono soluzioni efficienti e compatte sia per motore elettrico che trasmissione. La trasmissione si rende necessaria per garantire al motore di lavorare nel punto di massima efficienza nella maggior parte delle condizioni di guida. La coppia e l'efficienza massime per un motore da 80 kW si hanno tra i 6.000 e i 10.000 giri al minuto. Ad esempio, per una guida ad 80 km/h, la velocità ottimale del motore elettrico risulta 10.000 rpm. Il rapporto tra velocità del motore e velocità delle ruote (considerate aventi un diametro di 410 mm) risulta pari a 9.66.

$$i = (n_{\text{mot}} \cdot D \cdot \pi) / v$$

in cui:

$i$  è il rapporto di trasmissione

$n_{\text{mot}}$  è il regime del motore [rpm]

$D$  è il diametro dello pneumatico [m]

$v$  è la velocità del veicolo [m/min]

Negli anni sono stati sviluppati molti concept diversi di trasmissioni elettrificate. Un esempio è riportato in figura 1. Questa architettura risulta molto compatta ma, come molte altre, non risolve i tre maggiori ostacoli tipici della configurazione in linea:

- distanza minima tra le ruote relativamente elevata;
- asimmetria della distribuzione dei pesi;
- surriscaldamento dello pneumatico dal lato motore a causa della radiazione termica.

La larghezza tra le ruote richiede l'utilizzo di alberi corti. L'utilizzo di giunti porta con sé il problema dell'usura, di un'efficienza di sterzata ridotta e di vibrazioni.

La asimmetria nella distribuzione dei pesi deve essere bilanciata, ad esempio, montando la batteria non in asse. Tuttavia, questo complica il progetto e influenza in modo importante la dinamica del veicolo. La radiazione termica data dal motore porta ad un aumento della temperatura su una delle due ruote compresa tra 10 e 20 °C. È possibile prevedere paratie protettive che però limitano la capacità del motore di smaltire il calore.



Fig. 1 - Motore elettrico in linea con la trasmissione (fonte: [1]).



Fig. 2 - Set ipoidi 7x55.

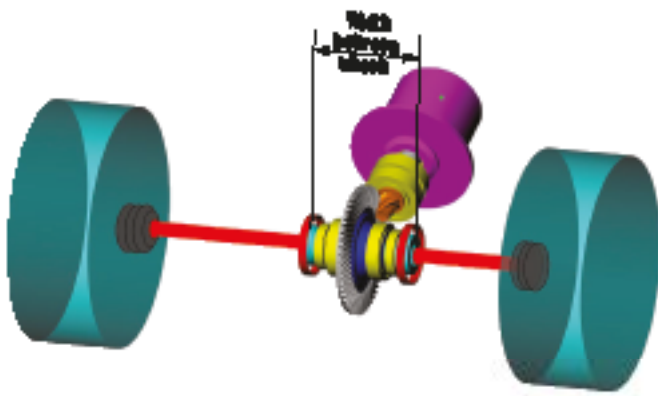


Fig. 3 - Sistema di trasmissione di un veicolo elettrico con riduzione ipoide.

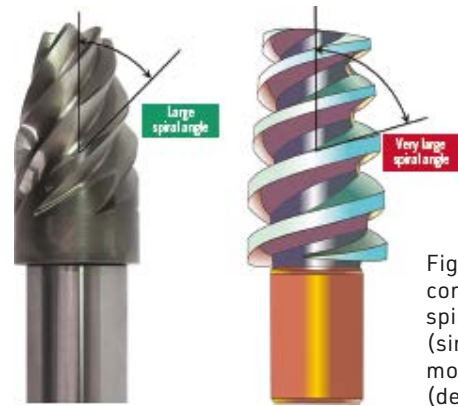


Fig. 4 - Pignone con angolo di spirale grande (sinistra) e molto grande (destra).

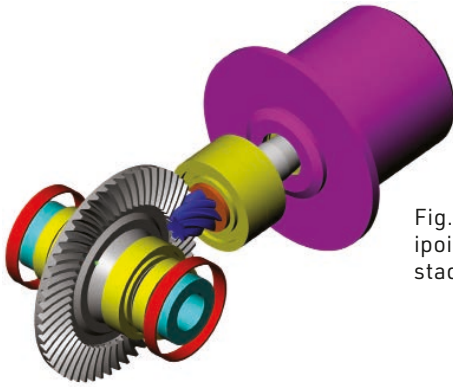


Fig. 5 - Trasmissione ipoide a singolo stadio - design 1.

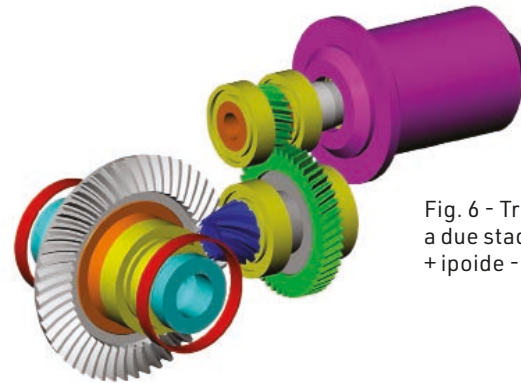


Fig. 6 - Trasmissione a due stadi cilindrico + ipoide - design 2.

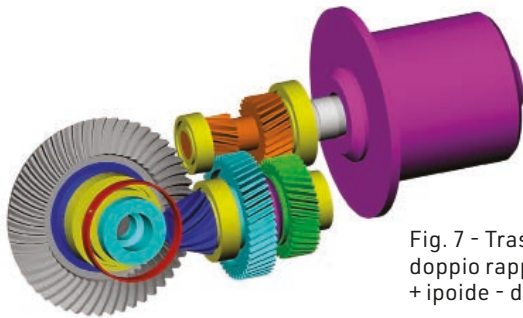


Fig. 7 - Trasmissione a doppio rapporto cilindrico + ipoide - design 3.

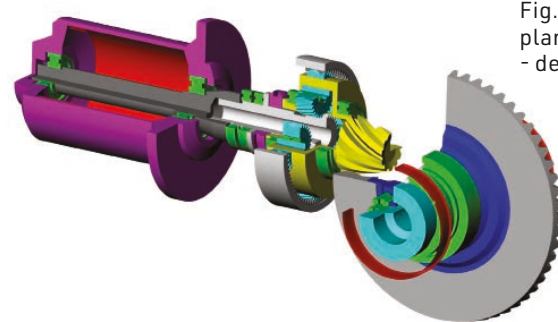


Fig. 8 - Riduzione planetaria ipoide - design 4.

## Simmetria nella trasmissione

Gleason ha suggerito la possibilità di utilizzare ingranaggi ipoide (figura 2). Il rapporto di riduzione è di 7.85 (7x55), relativamente alto per una trasmissione automobilistica classica, ma basso per uno stadio di una trasmissione per veicoli elettrici. L'obiettivo è quello di ruotare la posizione di montaggio del motore elettrico fino a portarlo perpendicolare all'asse delle ruote in modo da bilanciare il sistema. Inoltre, si vuole avere un unico stadio di riduzione tra motore elettrico e ruote. Gli ingranaggi, mostrati in figura 2, sono stati progettati con il Gleason Gear Engineering and Manufacturing System GEMS. Non è un ipoide ad elevato rapporto di riduzione (HRH) bensì un ipoide a super riduzione (SRH™). Il pignone ha 7 denti e la ruota 55. Nella prima fase di progettazione si è cercato di soddisfare i principali requisiti richiesti da una trasmissione per veicoli elettrici.

Tutte le riduzioni devono avere l'efficienza massima in entrambi i versi di rotazione. Questo è fondamentale per poter recuperare l'energia elettrica e ricaricare le batterie anziché dissipare l'energia di frenatura. Un'altra ragione importante per avere un'elevata efficienza di funzionamento in entrambi i versi di rotazione è evitare un blocco della trasmissione in fase di rilascio

**TAB. 1 - ANALISI DEL MOTO INVERSO PER 5 DIFFERENTI GEOMETRIE DI IPOIDE**

Numero denti del pignone	Coefficiente di usura	Coefficiente di Back Driving CBD	Condizione Back Driving
17	$\mu = 0.08$	$T_{br}/T_{dr} = 0.091$	No Auto-bloccaggio
5	$\mu = 0.08$	$T_{br}/T_{dr} = 0.324$	No Auto-bloccaggio
3	$\mu = 0.08$	$T_{br}/T_{dr} = 0.305$	No Auto-bloccaggio
2	$\mu = 0.08$	$T_{br}/T_{dr} = 0.336$	No Auto-bloccaggio
1	$\mu = 0.08$	$T_{br}/T_{dr} = 1.295$	Auto-bloccaggio

dell'acceleratore. Il design mostrato in figura 2 soddisfa pienamente i requisiti. La ruota è stata fosfatata per aumentarne l'efficienza di funzionamento senza la necessità di costose lucidature. Il layer di fosforo si sgretola durante il rodaggio lucidando automaticamente gli ingranaggi. Dopo il trattamento è stata fatta una rettifica.

La geometria degli ingranaggi ha permesso di ruotare il posizionamento del motore elettrico. Questa è stata ottimizzata attraverso il sistema Gleason KISSsoft. Il risultato dell'ottimizzazione è mostrato in figura 3.

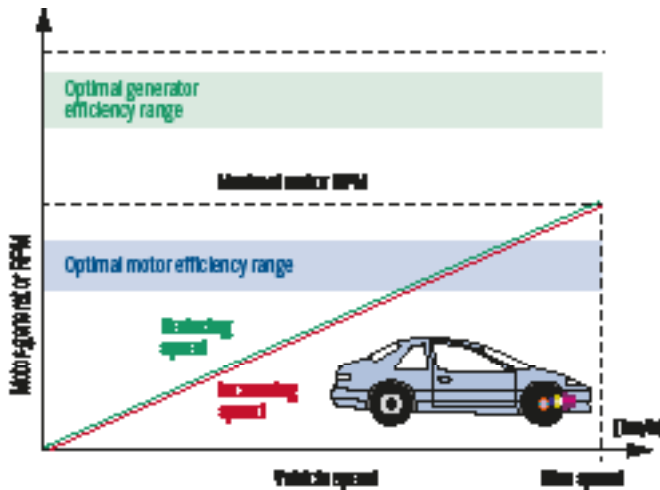


Fig. 9 - Diagramma delle velocità nel caso di trasmissione monostadio.

Il sistema ha un elevato livello di simmetria e permette lo spostamento della fonte termica (motore elettrico) lontano dalle ruote come invece si aveva nella configurazione mostrata in figura 1. L'interesse tra le ruote può essere ridotto permettendo al contempo l'utilizzo di alberi lunghi. Il motore può essere quindi posizionato più avanti o più indietro rispetto agli assi delle ruote in modo da ottimizzare la distribuzione dei pesi. Questo design molto compatto che presenta due alberi e due ingranaggi può essere prodotto a costi molto contenuti risultando un'ottima soluzione per veicoli elettrici compatti. Resta però interessante capire se sia possibile realizzare riduzioni ancora più elevate con un singolo stadio ipoide. Inoltre, viene da chiedersi se il concetto mostrato in figura 3 possa essere esteso a combinazioni di ingranaggi ipoidi e cilindrici mostrando gli stessi vantaggi del sistema appena descritto.

### La soluzione SRH (Super Reduction Hypoid)

Per aumentare ancor più la riduzione ottenuta con lo stadio ipoide mostrato in figura 3, i metodi convenzionali di calcolo non sembrano sufficienti. Pertanto, sono stati condotti molti calcoli utilizzando il modulo SRH arrivando a risultati interessanti [2]. Nei vari calcoli il pignone è stato preso di 4, 5 e 6 denti. SRH crea un design doppio sulla base della lavorazione di fresatura frontale che può essere ottimizzato per soddisfare al meglio i requisiti specifici degli eDrive.

Un punto interessante da considerare è la massima velocità di strisciamento che si ha nella copia ipoide. Le coppie ipoidi hanno tipicamente un offset che porta ad una velocità di strisciamento tipicamente attorno a 125 m/min per una velocità di crociera pari a 100 km/h. Un ipoide con riduzione 9.66 ha, in corrispondenza di una velocità del motore elettrico di 10.000 rpm, uno strisciamento pari a 333 m/min.

Questo valore è più che doppio rispetto alla velocità di strisciamento tipiche degli ingranaggi ipoidi. Questo richiederà l'utilizzo di oli sintetici per altre impressioni. Inoltre, si richiederanno rivestimenti superficiali per garantire la vita dell'ingranaggio senza danneggiamento superficiale prematuro.

Il numero di denti non è l'unico indicatore della capacità dell'in-

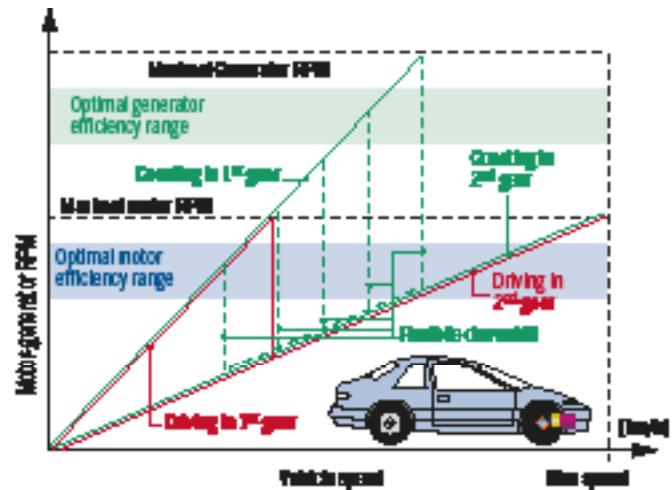


Fig. 10 - Diagramma delle velocità nel caso di trasmissione a due stadi.

granaggio di lavorare in entrambi i versi di rotazione. Anche l'angolo della spirale è importante. Angoli molto elevati riducono la capacità della coppia di operare in entrambe le direzioni. È possibile definire queste categorie di angoli:

- Piccolo 0° - 20°
- Medio 20° - 35°
- Grande 35° - 65°
- Molto grande 65° - 90°.

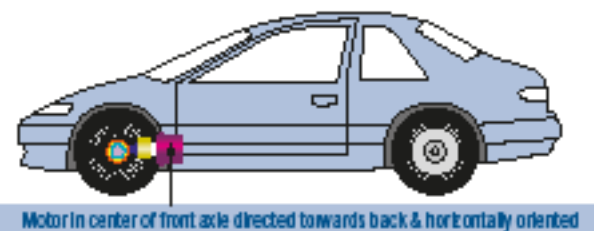
La figura 4 mostra due esempi, uno con angolo grande e uno con angolo molto grande. Il numero di denti è legato al diametro e all'angolo. Per tenere conto di questo si è utilizzato il foglio di calcolo UNICAL [3] ipotizzando un coefficiente di attrito pari a 0.08. È stato possibile calcolare la forza necessaria al moto inverso  $T_{dr}$ . Dividendo questa quantità per la forza totale trasmessa nel moto inverso  $T_{dr}$ , si ottiene il Back Driving Coefficient  $C_{BD}$  [3]. Un valore  $C_{BD} = 1$  o superiore indica la condizione di auto-bloccaggio. Un valore  $C_{BD} = 0$  sarebbe ideale ma non possibile per la presenza dell'attrito. La tabella 1 mostra i valori di  $C_{BD}$  per differenti geometrie.

Un ingranaggio ipoide avente 17 denti mostra un coefficiente  $C_{BD} = 0.091$  (eccellente) mentre un ingranaggio con un solo dente risulta autobloccante con un valore pari a  $C_{BD} = 1.295$ . Nel caso di 2 e 5 denti i valori sono molto simili mentre il valore nel caso di 3 denti risulta inaspettatamente basso e minore di quello ottenuto per la configurazione a 5 denti. Questo mostra come la ottimizzazione possa aiutare nella scelta del design. In particolare, in questo caso 3 sembra essere il numero di denti ottimale per favorire il funzionamento in entrambe le direzioni. I valori riportati in tabella 1 sono parte dell'output del foglio di calcolo SRH [3]. La riduzione ideale di un ingranaggio ipoide è 15, per cui scegliere una copia con quattro e 60 denti (o meglio 59 o 61 per evitare ripetizione dell'ingrandimento) sembra ragionevole. Una tale configurazione SRH è stata ottimizzata con lo scopo di ottenere un coefficiente  $C_{BD} \leq 0.3$ .

Il sistema SRH permette molti vantaggi rispetto agli ingranaggi ipoidi standard o HRH. Dato un angolo di spirale fissato è possibile ottimizzare quello del pignone modificandone il diametro o l'offset. Lo scopo è favorire il rotolamento riducendo al massi-



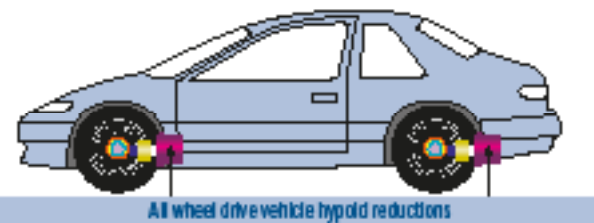
Motor in center of front axle directed forwards & horizontally oriented



Motor in center of front axle directed towards back & horizontally oriented



Motor in center of front axle directed forward under a 20° angle



All wheel drive vehicle hypoid reductions

Fig. 11 - Possibili orientazioni della trasmissione ipoide nel caso di veicolo a trazione anteriore.

Fig. 12 - Possibili configurazioni di montaggio nel caso di trazione anteriore o 4 ruote motrici.

mo gli strisciamenti. In una configurazione SRH il fattore di profondità viene aumentato del 30% e l'angolo di pressione può essere simmetrico o asimmetrico a seconda del fattore di ricoprimento desiderato per i due versi di marcia.

### Differenti tipi di trasmissioni ipoide

I veicoli elettrici compatti richiedono trasmissioni compatte a basso costo tra il motore elettrico e le ruote anteriori o posteriori. I veicoli compatti non richiedono solitamente velocità massime superiori a 90 km/h. La maggior parte dell'utilizzo avviene in contesto urbano. I requisiti di tali veicoli possono essere facilmente soddisfatti con un unico stadio di riduzione ipoide come mostrato in figura 5. Questo permette di ridurre la distanza tra le ruote e di ottimizzare la distribuzione dei pesi grazie ad uno spostamento del motore. La riduzione può essere inferiore a 12 ed una seconda riduzione non è necessaria. La trasmissione mostrata in figura 5 ha un rapporto di riduzione 7.85 (7x55) ed un coefficiente  $C_{BD} = 0.3$ , ottimale per permettere il recupero dell'energia. Un secondo concept è mostrato in figura 6. Questo prevede un doppio stadio di riduzione. Il primo ingranaggio cilindrico ha rapporto di riduzione 2.33 (21x49) mentre il secondo stadio ipoide ha un rapporto di riduzione 4.4 (11x51) garantendo così una riduzione complessiva pari a 10.27. L'efficienza di questa trasmissione a doppio stadio è maggiore rispetto a quella della trasmissione mostrata in figura 5. Anche il coefficiente  $C_{BD}$  risulta minore e pari a 0.15.

Veicoli di taglia media o superiore potrebbero invece beneficiare del concept mostrato in figura 7. Una frizione controllata da un elettromagnete può innestare una riduzione pari a 1.46 (26x38) o 3 (16x48). La riduzione ipoide è pari a 3.85 (13x50). Nella direzione di marcia a velocità basse fino a 50 km/h il rapporto di riduzione complessivo risulta pari a 11.55 (3 x 3.85). A velocità superiori il motore elettrico richiede un rapporto differente per garantire elevata efficienza. In particolare, il rapporto finale risulta 5.62 (1.46 x 3). In questo modo i regimi di rotazione restano contenuti e l'efficienza elevata. La trasmissione mostrata in figura 7 è molto interessante per il recupero dell'energia cinetica. Se la velocità del veicolo è pari a 80 km/h (rapporto di tra-

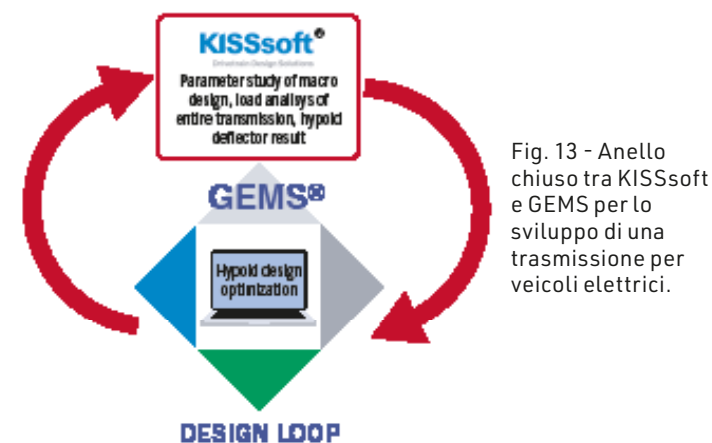


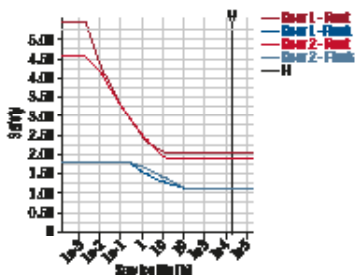
Fig. 13 - Anello chiuso tra KISSsoft e GEMS per lo sviluppo di una trasmissione per veicoli elettrici.

missione = 5.62) la trasmissione è in grado di cambiare in pochi millisecondi al rapporto di trasmissione da 5.62 a 11.55 in modo da far operare il motore come generatore nel punto di massima efficienza. Sebbene questo concept non beneficia dei vantaggi discussi in precedenza relativi alle trasmissioni a singolo stadio, la sua flessibilità lo rende comunque molto attrattivo. Rimane valido quanto detto in merito ad una migliore distribuzione dei pesi e dissipazione termica.

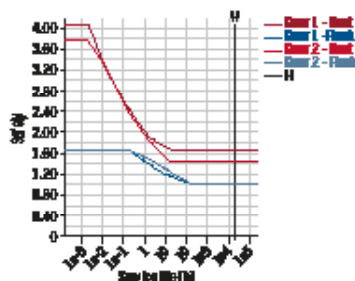
Al fine di avere una panoramica generale su quelle che possono essere le trasmissioni combinate si è anche studiato un design planetario (figura 8). L'albero motore è connesso alla ruota solare ed il pignone ipoide connesso al portatreno (uscita). I pianeti hanno lo stesso numero di denti della ruota solare (29) mentre l'anello interno ha un numero di denti triplo rispetto alla ruota solare (87). In questo modo sono possibili due differenti riduzioni. Si rende necessaria una frizione che connetta l'anello interno alternativamente con la ruota solare (per avere un rapporto 1) o con la cassa della trasmissione (per avere un rapporto 4). Dato che uno dei rapporti di riduzione è sempre pari a 1, la flessibilità di questa configurazione con rotismo planetario è inferiore rispetto a quella descritto in precedenza. La figura 8 mostra l'ingranaggio ipoide con rapporto 5.18 (11x57). La riduzione complessiva della prima marcia sarà quindi 5.18 (1 x 5.18) mentre quella della seconda 20.72 (4 x 5.18).

Not applicable

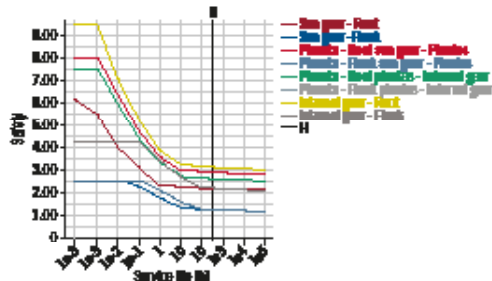
Design 1, single hypoid stage no cylindrical gear



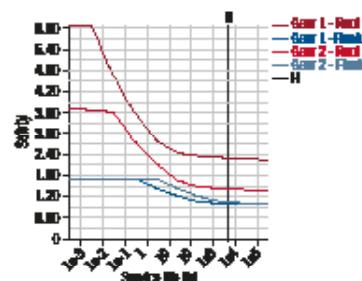
Design 3, two speed cylindrical plus hypoid stage



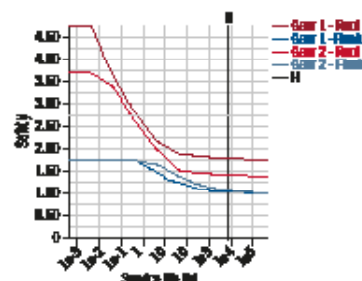
Design 2, cylindrical gear stage plus hypoid stage



Design 4, planetary stage plus hypoid stage



Design 1, single hypoid stage no cylindrical gear



Design 3, two speed cylindrical plus hypoid stage

Fig. 14 - Fattori di sicurezza per i differenti design nella configurazione cilindrico / planetario (H fa riferimento alle 5000 ore)

Fig. 15 - Fattori di sicurezza per i differenti design nella configurazione ipoide (H fa riferimento alle 5000 ore)

**Velocità del motore e velocità del veicolo**

Nel caso di trasmissioni a singolo stadio la relazione tra velocità del motore e velocità del veicolo è sempre proporzionale come mostrato in figura 9. Questo sarà valido sia nel caso in cui il motore elettrico fornisca energia sia che opere come generatore. Il range ottimale è compreso tra 6.000 e 10.000 rpm (regime massimo 15.000 rpm). Questo è il range di velocità in cui l'efficienza è massima nel caso di carico medio. Se il carico è particolarmente basso l'efficienza massima la si ha a velocità più basse mentre se il carico è molto alto l'efficienza massima la si ha regimi molto elevati. Il rapporto del singolo stadio di riduzione deve essere definito in modo tale che nella maggioranza delle condizioni operative il motore funzioni in un regime ottimale (range e blu in figura 9). La figura 9 indica come durante le fasi di accelerazione (linea rossa), solo una piccola parte del range operativo ricade nelle condizioni ottimali.

Se viene tolto il piede dall' acceleratore il veicolo rallenta autonomamente mentre se viene premuto il pedale del freno il motore passa in modalità generazione. I freni vengono attivati solamente se la pressione sul pedale è molto elevata.

Nel caso di trasmissione a doppio stadio l'elettronica di controllo permette di scegliere quale rapporto di riduzione inserire per far lavorare il motore ad un'efficienza maggiore. La figura 10 mostra un tipico diagramma in cui il primo rapporto di riduzione è maggiore del secondo. La prima marcia rimane attiva finché non viene raggiunto il massimo regime di rotazione del motore. Successivamente la frizione permette di passare alla seconda marcia che rimane a sua volta attiva finché non si raggiunge la massima velocità tollerata dal motore. Il diagramma delle velocità mostrato in figura 10 ha quindi due sezioni che passano attraverso il range ottimale. In funzione del ciclo di lavoro del veicolo si possono avere due range velocità in cui l'efficienza del

motore è massima riducendo così i consumi energetici in modo significativo. In funzione di un rallentamento graduale o di una frenata brusca l'elettronica di controllo permette di regolare il passaggio dalla seconda marcia alla prima per ottimizzare l'energia recuperata che va a caricare le batterie. Questo è mostrato in figura 10 con le linee verdi tratteggiate. Si propongono le seguenti condizioni di frenata:

- piede tolto dall' acceleratore: non si ha rigenerazione;
- pressione sul pedale del 30%: la forza di frenata è proporzionale alla pressione sul pedale ed il passaggio alla marcia inferiore viene controllato per massimizzare le condizioni di carica;
- pressione sul pedale superiore al 30%: entrano in funzione i freni in parallelo alla generazione.

Alcuni veicoli elettrici, soprattutto di grandi dimensioni, rigenerano anche al solo rilascio dell'acceleratore. Questa funzione riduce il comfort di guida portando anche a condizioni di guida meno sicure richiedendo una costante pressione dell'acceleratore per evitare frenate non desiderate.

**Possibili configurazioni di montaggio della trasmissione ipoide**

Come menzionato in precedenza, la riduzione ipoide permette il montaggio del motore in posizione centrale rispetto alle ruote anteriori o posteriori. L'immagine riportata in figura 11 mostra un esempio di posizionamento del sistema su un veicolo a trazione anteriore. Le batterie vengono alloggiare sotto i guidatori, tra i due assi. L'orientazione del motore è mostrata in figura 11 e può essere ottimizzata per una migliore distribuzione dei pesi o per aumentare la sicurezza nel caso di impatto.

Nel caso di veicoli a quattro ruote motrici la stessa trasmissione che viene utilizzata per muovere le ruote anteriori può essere applicata anche all'asse posteriore. La figura 12 ne mostra

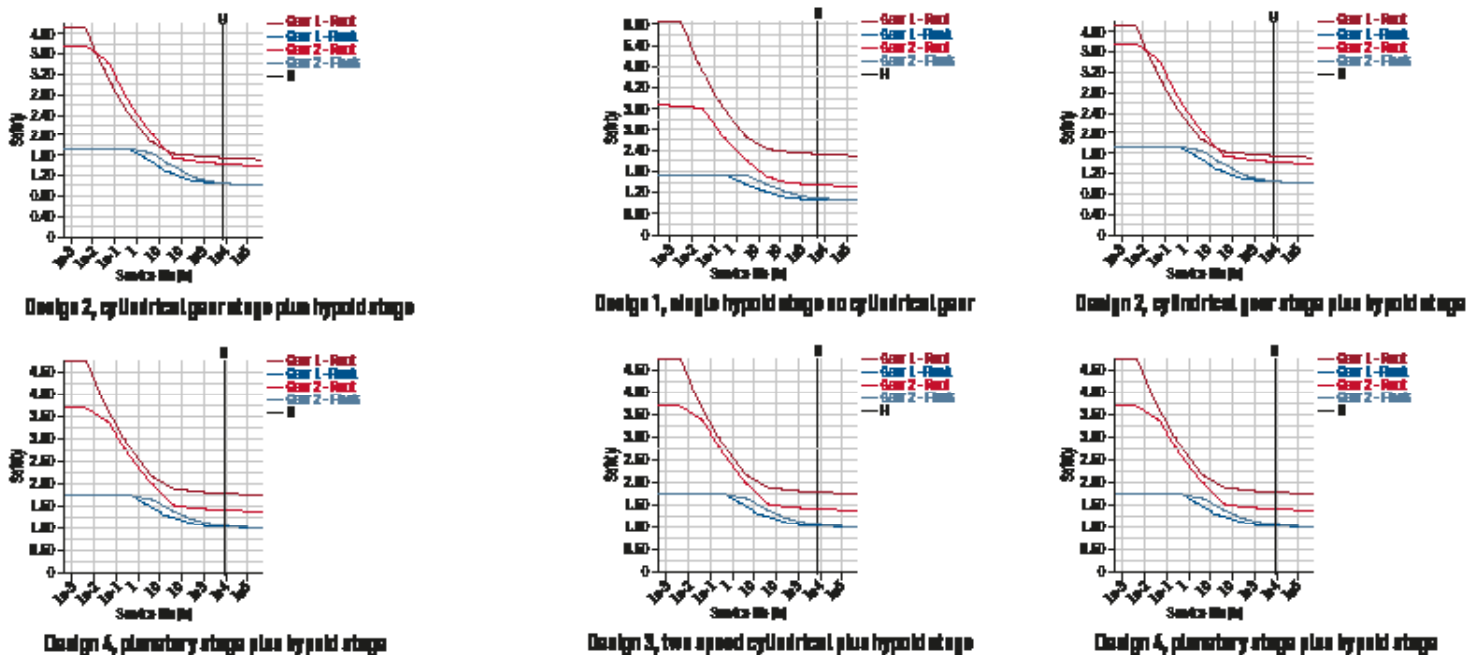


Fig. 16 - Durata calcolata per una affidabilità del 99% - stadio ipoide

un esempio. I concetti mostrati in figura 11 e 12 rendono bene l'idea di come una soluzione compatta come quella mostrata possa essere facilmente integrata in un qualsiasi veicolo. Molte altre configurazioni sono possibili [4].

### Sviluppi ad anello chiuso

Lo sviluppo comincia nell'ambiente KISSsoft. Il motore elettrico, gli alberi, gli ingranaggi e i cuscinetti vengono poi aggiunti nell'ambiente KISSsys. E già possibile creare la coppia ipoide e pre-dimensionarla in funzione dei massimi carichi che verranno poi utilizzati all'interno di GEMS. I dati derivanti dall'analisi vengono poi passati attraverso un'interfaccia dinamica XML da GEMS nuovamente a KISSsoft. A questo punto il design di primo tentativo della coppia ipoide viene aggiornato e vengono calcolate le deflessioni di tutti i componenti del sistema. I dati vengono passati nuovamente tramite file XML a GEMS che li utilizza come input per un'analisi agli elementi finiti. L'analisi FEA conferma o meno la bontà della soluzione. È anche possibile ottimizzare il contatto per compensare le deformazioni calcolate in KISSsoft. Un'eventuale modifica della geometria viene nuovamente passata a KISSsoft per una verifica finale. La figura 13 mostra il ciclo di interscambio di dati tra KISSsoft e GEMS.

### Confronto delle prestazioni

I quattro tipi di trasmissione presentati sono stati confrontati in termini di parametri caratteristici quali:

- Rapporto di riduzione
- Massa e densità di potenza
- Affidabilità e durata

I calcoli riportati nel seguito sono stati fatti assumendo una velocità pari a 60 km/h, ruote di raggio 400 mm e un motore di potenza pari a 60 kW. La velocità del motore è quindi fissata e, in

funzione della velocità del veicolo, è possibile calcolare la coppia. Il set ipoide è stato calcolato sulla base dello standard ISO 10300 mentre per gli ingranaggi cilindrici è stata usata la normativa ISO 6336. I calcoli di resistenza sono stati fatti considerando una probabilità di sopravvivenza pari al 99% e fattori di sicurezza minimi pari a  $SF_{min}=1.40$  e  $SH_{min}=1.00$ . La vita desiderata è stata presa pari a 5000 h. Sulla base di questa è stato possibile determinare lo sforzo massimo ammissibile.

Sia l'affidabilità del fianco sia del piede sono state calcolate sulla base del modello di Bertsche [5]. In questo modo è stato possibile ottenere due funzioni densità di probabilità che descrivessero la probabilità di cedimento. L'affidabilità del sistema è stata calcolata come prodotto tra le probabilità di cedimento a flessione e a pitting. Nel caso due coppie di ingranaggi sono state considerate due probabilità di cedimento per il pitting e due per la flessione. Nel caso di cinematismo planetario è stato possibile ottenere tre livelli di affidabilità. Inoltre, si è tenuto conto del numero di pianeti. Il risultato complessivo è il prodotto del valore caratteristico di ogni stadio. L'effetto dello scuffing non è stato considerato dato che il metodo selezionato (ISO/TR 6336-20) non offre per ogni durata una probabilità di rischio. Stessa cosa vale per il micro-pitting per cui sono semplicemente stati calcolati i fattori di sicurezza. La valutazione della sopravvivenza del fianco per un dato numero di ore di esercizio non è quindi possibile. La geometria degli ingranaggi è stata scelta in moto da ridurre la massa garantendo affidabilità, durata e coefficienti di sicurezza sufficienti. In alcuni casi gli ingranaggi cilindrici non hanno potuto essere rimpiccioliti per problemi di ingombri (ad esempio dimensioni dei cuscinetti ecc.). I rapporti di riduzione per gli stadi ad ingranaggi cilindrici sono stati scelti in modo da avere il miglior compromesso tra densità di potenza e livello vibrazionale. La massa della trasmissione è stata calcolata considerando gli

ingranaggi, gli alberi e i cuscinetti tralasciando invece il peso della cassa. Si sono trascurate anche le masse dei sincronizzatori e delle bullonature. I risultati sono riportati in tabella 2.

I fattori di sicurezza del fianco e del piede sono funzione della durata (con "H" si fa riferimento a 5.000 ore di esercizio). Le figure 14 e 15 riportano i risultati. Per il design 1 non vi è uno stadio di ingresso e il relativo grafico non è quindi presente in figura 14. Dagli altri tre grafici è possibile osservare come la linea verticale corrispondente alle 5.000 ore intersechi perpendicolarmente le curve dei fattori di sicurezza. Questo significa che la resistenza non è funzione della durata o del numero di cicli. A 10.000 rpm il motore effettua  $3 \times 10^9$  rivoluzioni. In funzione delle ipotesi fatte per la curva S-N si può vedere come gli ingranaggi siano stati progettati per lavorare sotto il limite di fatica. In altre parole, il calcolo della durata o meglio il numero di ore perde di significato. Di più difficile interpretazione sono i risultati relativi alla probabilità di cedimento. Il rischio viene espresso con un valore R compreso tra 0 e 1.  $R = 1$  significa nessun rischio di cedimento. La figura 16 mostra i valori di R in funzione delle ore di servizio. Per una migliore comprensione di figura 16 si consiglia di analizzare prima i risultati di figura 15 che riportano i coefficienti di sicurezza a pitting (SH) e flessione (SF) in funzione delle ore di servizio. Da qui si vede che l'affidabilità per lo stadio di ingresso è pari a 1 (nessun rischio di cedimento).

Questo significa che la affidabilità dello stadio di ingresso non contribuisce in alcun modo dall'affidabilità complessiva del sistema. Per questo da qui in avanti si considererà solamente lo stadio ipoide trascurando quello cilindrico in ingresso. Dato che sul lato di uscita le velocità sono minori e le coppie maggiori, la vita non risulterà infinita. Pertanto, sarà possibile fare una valutazione quantitativa dell'affidabilità. I risultati in termini di durata vengono combinati assumendo che la densità di probabilità possa venire descritta dal modello di Bertsche assegnando un livello di affidabilità per ogni durata. Considerando che lo stadio ingresso ha sempre affidabilità unitaria, i grafici riportati in figura 16 sono direttamente riferiti allo stadio ipoide. Nei grafici di figura 17 si vede come l'affidabilità dello stadio ipoide dipenda principalmente dalla resistenza a flessione. Solamente per il design 1 anche la resistenza del fianco (prossimità della curva rossa e blu) contribuisce all'affidabilità totale. Sulla base delle assunzioni precedentemente descritte è stato possibile creare un confronto tra i vari design.

Questo è riportato in figura 17. Tutti i valori sono normalizzati rispetto al design 1. È interessante notare come le differenze in termini di massa, densità di potenza, efficienza e durata risultino relativamente "piccole" in luce della bassa accuratezza dei metodi di calcolo e della natura della curva S-N. Il termine "piccole" in questo contesto significa "non immediatamente ovvie per una scelta del design". La conclusione principale è che il riduttore debba seguire il design del motore. Sulla base di questi risultati è probabile ipotizzare che per qualsiasi motore elettrico sia possibile costruire una buona trasmissione.

Ovviamente la soluzione a singolo stadio ipoide definita design 1 è risultata quella a massa minore ed efficienza maggiore. Il ri-

**TAB. 2 - PARAMETRI FONDAMENTALI DEI 4 DESIGN**

	Design 1	Design 2	Design 3	Design 4	
Rapporto di riduzione	7.86	10.82	13.91	18.55	[-]
Energia	60	60	60	60	[kW]
Massa	33	35	35	35	[kg]
Densità di potenza	1.85	1.73	1.72	1.73	[kW/kg]
Durata ingranaggio	5,130	30,748	30,748	7,058	7,058 [h]
Efficienza ingranaggio	95.2	95.4	94.3	95.4	[%]
Velocità Motore	6,252	8,609	11,068	14,758	[RPM]
Coppia Motore	92	67	52	39	[Nm]

dotto numero di parti si riflette positivamente anche sull'affidabilità. D'altra parte, il design 2 in cui lo stadio ipoide viene combinato con uno stadio cilindrico permette una riduzione maggiore e un design più bilanciato dello stadio ipoide.

## In sintesi

In questo articolo viene discusso un nuovo concept di trasmissione a singolo stadio ipoide. Questo permette di avere molti vantaggi, dalla distribuzione simmetrica dei pesi ad uno smaltimento migliore del calore e la possibilità di sistemare le batterie non necessariamente equilibrare uno sbilanciamento dei pesi. La riduzione possibile con una configurazione ipoide SRH è molto maggiore rispetto a quanto possibile con una copia cilindrica (riduzioni tra 6 e 15 sono tipiche per le trasmissioni per veicoli elettrici). Questo permette di ridurre gli ingombri e di produrre trasmissioni a basso costo posizionabili anche perpendicolarmente all'asse delle ruote. Nell'articolo vengono anche discusse possibili alternative come combinazioni tra stadi ipoidi e cilindrici. Queste possono essere particolarmente utili per veicoli di medio-grandi dimensioni e per sfruttare appieno i regimi nei quali il motore mostra un'efficienza massima sia quando fornisce energia che quando agisce da generatore. Le figure 9 e 12 mostrano possibili configurazioni di montaggio anche se queste sono potenzialmente infinite.

*Articolo tratto da una relazione presentata all'AGMA FTM 2019 e stampato con l'autorizzazione dell'American Gear Manufacturers Association, proprietaria dei diritti d'autore. American Gear Manufacturers Association, 1001 N. Fairfax Street, 5th Floor, Alexandria, Virginia 22314. Le dichiarazioni e le opinioni espresse in questo testo sono quelle degli autori e non sono da considerarsi ufficiali dell'American Gear Manufacturers Association. Si ringrazia l'AGMA per la gentile autorizzazione alla pubblicazione (NdR).*

## BIBLIOGRAFIA

- [1] GKN.com, 2017, Press Material about Electric Vehicle Transmissions, Website Press Material
- [2] Stadtfeld, H.J., 2010, SRH™, an Economical and Efficient Replacement of Worm Gear Drives, Company Publication, The Gleason Works, Rochester, New York
- [3] Stadtfeld, H.J., 2019, UNICAL™ Dimension Sheet Explanation Manual, Company Publication, The Gleason Works, Rochester, New York
- [4] Stadtfeld, H.J., 2008, Automotive Drive Concepts Company Publication, The Gleason Works, Rochester, New York
- [5] Bertsche, B. 2008, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Springer Publishing

Segnaposto  
285.0mm x  
230.0mm