

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE – DIN

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA LM - 5724

TESI DI LAUREA

in

Meccanica delle Macchine M

**STUDIO E PROGETTAZIONE DI UN
RIDUTTORE EPICICLOIDALE PER VEICOLI
ELETTRICI AD ALTE PRESTAZIONI**

CANDIDATO:

Lorenzo Coltelli

RELATORE:

Prof. Marco Carricato

CORRELATORI:

Ing. Giovanni Mottola

Ing. Riccardo Gileno

Ing. Edoardo Idà

Prof. Marco Troncossi

Anno Accademico 2021/2022

Sessione III

Indice

| | |
|--|-----------|
| SOMMARIO | IV |
| 1 INTRODUZIONE | 1 |
| 1.1 Il progetto del riduttore..... | 1 |
| 1.2 Storia dell'azienda..... | 2 |
| 2 I VEICOLI ELETTRICI..... | 5 |
| 2.1 Auto ibride | 5 |
| 2.1.1 Storia dei veicoli ibridi..... | 5 |
| 2.1.2 Tipologie di ibrido | 6 |
| 2.1.3 Grado di ibridazione..... | 7 |
| 2.1.4 Architettura del sistema propulsivo | 8 |
| 2.2 Auto elettriche | 10 |
| 2.2.1 Configurazione generale | 10 |
| 2.2.2 Trasmissione del moto alle ruote | 11 |
| 2.3 Posizionamento del motore elettrico | 12 |
| 2.4 Tipi di motore elettrico | 16 |
| 2.5 Batterie..... | 19 |
| 3 LA TRASMISSIONE DEL MOTO..... | 23 |
| 3.1 Ruote dentate..... | 23 |
| 3.1.1 Concetti base e relazioni fondamentali | 23 |
| 3.1.2 Tipi di ingranaggi..... | 25 |
| 3.1.3 Correzioni di dentatura..... | 32 |
| 3.1.4 Tolleranze..... | 37 |
| 3.1.5 Taglio delle ruote cilindriche | 40 |
| 3.1.6 Rettifica..... | 43 |
| 3.1.7 Lubrificazione | 44 |
| 3.1.8 Rendimento | 47 |
| 3.1.9 Cedimenti..... | 48 |
| 3.1.10 Gioco e interferenza..... | 51 |
| 3.1.11 Strisciamento..... | 53 |
| 3.2 Trasmissioni nei veicoli..... | 55 |
| 3.3 Tipi di riduttore..... | 57 |

| | | |
|------------|--|------------|
| 3.4 | Cuscinetti | 58 |
| 3.5 | Scatole ad ingranaggi..... | 59 |
| 3.6 | Vibrazioni e rumore..... | 60 |
| 4 | I RIDUTTORI EPICICLOIDALI..... | 63 |
| 4.1 | Componenti..... | 64 |
| 4.1.1 | Solare | 64 |
| 4.1.2 | Satelliti | 65 |
| 4.1.3 | Portasatelliti | 67 |
| 4.1.4 | Corona..... | 67 |
| 4.2 | Configurazioni possibili..... | 68 |
| 4.3 | Rapporto di trasmissione..... | 71 |
| 4.4 | Materiali..... | 73 |
| 4.5 | Trattamenti termici..... | 74 |
| 4.5.1 | Tempra | 74 |
| 4.5.2 | Cementazione..... | 75 |
| 4.5.3 | Nitrurazione | 76 |
| 5 | PROGETTAZIONE DEL RIDUTTORE..... | 79 |
| 5.1 | Dati di input..... | 79 |
| 5.2 | Normative di riferimento..... | 81 |
| 5.2.1 | ISO 6336-1 | 81 |
| 5.2.2 | ISO 6336-2..... | 84 |
| 5.2.3 | ISO 6336-3..... | 84 |
| 5.3 | Il software KISSsoft | 85 |
| 6 | CALCOLI PER LA PROGETTAZIONE E RISULTATI DEL DIMENSIONAMENTO..... | 87 |
| 6.1 | Dimensionamento di massima su Excel | 87 |
| 6.2 | Primo dimensionamento su KISSsoft..... | 89 |
| 6.3 | Dimensionamento finale su KISSsoft | 90 |
| 6.4 | Risultati del calcolo | 98 |
| 6.5 | Modello dei componenti progettati..... | 100 |

| | |
|--|------------|
| 7 SEMPLIFICAZIONE MONTAGGIO CUSCINETTI..... | 107 |
| 7.1 Concezione di partenza..... | 107 |
| 7.2 Montaggio innovativo | 109 |
| 8 CONCLUSIONI E SVILUPPI POSSIBILI..... | 113 |
| RINGRAZIAMENTI..... | 115 |
| BIBLIOGRAFIA..... | 117 |

“Il presente elaborato contiene contenuti tecnici che costituiscono proprietà intellettuale esclusiva di CIMA Ingranaggi S.p.A.. Alcuni contenuti sono in fase di brevettazione e sono da considerarsi strettamente confidenziali fino al 30/06/2024, per questo il presente elaborato non si deve considerare come divulgato a terzi e chi ne prenderà visione dovrà garantire il massimo della riservatezza fino a tale data. Dell’elaborato potrà invece essere data lettura e relazione per sommi capi, anche pubblicamente, senza però entrare nello specifico delle soluzioni tecniche che costituiscono soluzione innovativa.”

Sommario

La presente tesi di laurea descrive lo studio e la progettazione di un riduttore epicicloidale, specifico per auto elettriche ad alte prestazioni, usato per trasmettere la potenza dal motore elettrico alle ruote di trazione. Inizialmente viene mostrata una panoramica sulla tecnologia esistente nel mondo automotive, in particolare per auto elettriche. Successivamente si espongono la progettazione e la produzione delle ruote dentate, i riduttori di tipo epicicloidale e le normative di riferimento per il corretto dimensionamento. In seguito, viene descritto il progetto eseguito, con riferimento al metodo e agli strumenti utilizzati: in particolare, si è partiti da un dimensionamento di primo tentativo su Excel, per poi affinare il dimensionamento sul software di progettazione specifico per ruote dentate, ovvero KISSsoft. Avendo dimensionato gli ingranaggi, si è passati alla modellazione dei componenti dell’intero riduttore su SolidWorks. Per concludere, si mostra anche l’innovazione apportata allo stato dell’arte riguardo all’assemblaggio di alcuni componenti all’interno del riduttore, secondo un’idea sviluppata all’interno di questa tesi e brevettata dall’azienda presso cui è stato svolto il progetto.

1 Introduzione

1.1 Il progetto del riduttore

Gli ingranaggi rappresentano uno degli elementi chiave delle trasmissioni meccaniche, con utilizzi i cui parametri, come carichi e velocità di funzionamento, possono variare notevolmente. Le caratteristiche richieste agli ingranaggi sono principalmente affidabilità, efficienza, leggerezza, silenziosità, precisione, densità di potenza, etc. L'enorme diffusione di questi organi meccanici ha indotto, nel corso degli anni, un progressivo sviluppo di norme standardizzate che forniscono linee guida nella progettazione e produzione di ingranaggi.

Una delle applicazioni più comuni della trasmissione di potenza è quella dei riduttori di velocità. In particolare, nei veicoli è fondamentale prevedere componenti in grado di trasmettere la potenza dal motore alle ruote motrici. Per fare ciò, i riduttori di velocità, trasmettendo la potenza in ingresso, permettono di moltiplicare la coppia alle ruote, garantendo così la trazione del veicolo.

Esistono diverse tipologie di riduttori, tra cui quelli ad assi paralleli e quelli epicicloidali. In questo progetto è stata sviluppata quest'ultima soluzione, come mostrato in Figura 1.1, migliore dal punto di vista delle performance per veicoli elettrici ad alte prestazioni. In questo caso, infatti, sono richiesti alti rapporti di riduzione e minimi ingombri, caratteristiche pienamente soddisfatte dai riduttori epicicloidali.

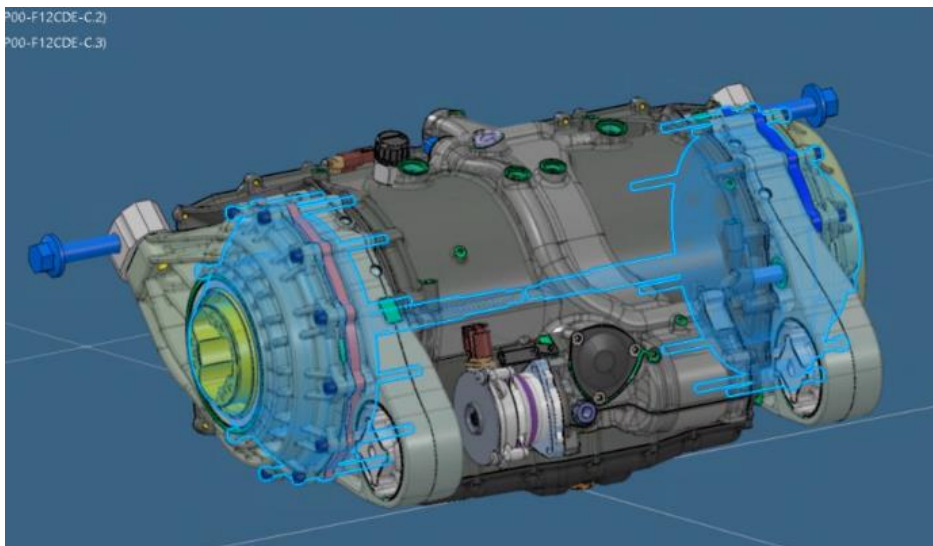


Figura 1.1: modello di riduttore epicicloidale per veicoli elettrici

Questa tesi è stata sviluppata all'interno dell'azienda CIMA, nell'ambito di un progetto di tirocinio aziendale per tesi. Durante i mesi trascorsi all'interno dell'ufficio tecnico, è stata studiata nel dettaglio la teoria delle ruote dentate: il funzionamento, i parametri geometrici, la produzione in officina, i trattamenti termici, etc. Successivamente, sono stati analizzati progetti simili realizzati in altre aziende, prendendo come riferimento alcuni parametri progettuali e ponendosi l'obiettivo di migliorarne altri. Dopo questo studio preliminare, si sono seguite lezioni teoriche e pratiche sul dimensionamento delle ruote dentate con l'ausilio di un software di progettazione specifico,

KISSsoft. L'utilizzo di questo programma è risultato fondamentale nel dimensionamento del riduttore, così come l'utilizzo del software di disegno assistito, SolidWorks, che ha permesso di mettere in tavola i componenti progettati.

Grazie all'esperienza maturata in azienda per decenni da parte di tutto l'ufficio tecnico, è stato possibile dimensionare adeguatamente il riduttore epicicloidale, facendo assunzioni dettate proprio dall'esperienza in quei casi particolari in cui i numerosi gradi di libertà progettuali consentivano maggiore flessibilità.

Una parte rilevante del progetto è stata l'implementazione di una soluzione innovativa sul portasatelliti del riduttore progettato. L'obiettivo dell'azienda era di depositare un brevetto per avere un prodotto di nuova concezione progettato all'interno dell'ufficio tecnico. Tale obiettivo è stato raggiunto grazie allo studio di un nuovo metodo di montaggio dei cuscinetti che sostengono i satelliti in rotazione. Con questa soluzione, infatti, la regolazione del gioco sui cuscinetti è stata semplificata, permettendo così maggiore rapidità nelle fasi di montaggio dell'intero riduttore.

1.2 Storia dell'azienda

CIMA (Costruzione Italiana Macchine Attrezzi) è un'azienda fondata nel 1942 a Villanova di Castenaso (BO), facente parte del gruppo COESIA. Si occupa della produzione di ruote dentate di precisione e delle macchine per produrle [1]. Da 80 anni l'azienda è di supporto ai clienti nella ricerca di soluzioni avanzate per le trasmissioni ad alte prestazioni e per gli ingranaggi: fornisce servizi di co-progettazione, calcolo, ottimizzazione e industrializzazione [2]. È da sempre all'avanguardia non solo per l'impiego di materiali e trattamenti termici avanzati, ma anche per i processi speciali di lavorazione. L'azienda ha una presenza stabile nello sviluppo di soluzioni usate sulle piste di Formula 1, MotoGP, Superbike, Gran Turismo e nell'Offshore Racing.



Figura 1.2: logo del 1942, figura tratta da [1]

Nel 1946 CIMA avvia la propria produzione di ingranaggi e la realizzazione di macchine dentatrici. Pochi anni dopo, nel 1950, comincia la collaborazione con vari team di Formula 1, che vede l'azienda produrre componenti per motori e trasmissioni. Grazie a questo scambio di competenze tecniche, nel 1970 viene aperto il Reparto Trattamenti Termici CIMA, specializzato nelle lavorazioni di ruote dentate. Successivamente, nel 1980, l'azienda entra a far parte del Gruppo CSII, che prenderà poi il nome di Gruppo COESIA.

Nel 2002 viene implementato il nuovo impianto di trattamento per la cementazione sottovuoto a bassa pressione e tempra a gas (Figura 1.3). Nello stesso periodo viene sviluppato un nuovo cambio automobilistico a sei marce, punto di riferimento per tutte le *hypercar* stradali.

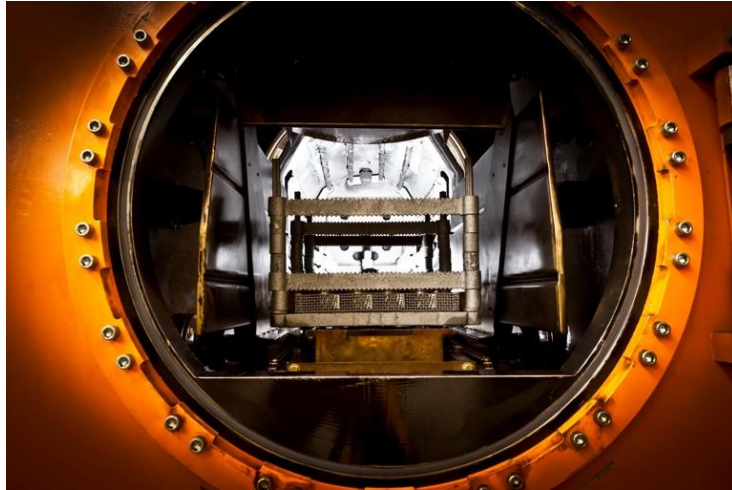


Figura 1.3: impianto per processi di cementazione, figura tratta da [1]

Gli ultimi 15 anni hanno visto l'azienda fare una grande quantità di investimenti, ancora in corso, per rinnovare gli impianti, i macchinari, le risorse umane e per sostenere l'espansione nel settore aerospaziale. Questo nuovo orizzonte industriale ha portato CIMA a raggiungere gli accreditamenti NADCAP (*National Aerospace and Defense Contractors Accreditation Program*) per trattamenti termici, controlli non distruttivi e processi chimici.

2 I veicoli elettrici

2.1 Auto ibride

2.1.1 Storia dei veicoli ibridi

Negli ultimi decenni il settore dei trasporti in tutto il mondo ha subito trasformazioni sempre più evidenti. Basti pensare alla continua crescita nella diffusione di veicoli a propulsione ibrida o elettrica che stanno pian piano affiancando le controparti alimentate da fonti non rinnovabili di origine fossile come la benzina e il gasolio. Ciò è dovuto principalmente a due motivi: la necessità di ridurre le emissioni inquinanti di anidride carbonica e ossidi di azoto, ma anche per la crescente consapevolezza che le fonti non rinnovabili dei carburanti di origine fossile non sono inesauribili. Questi due fattori hanno portato, negli ultimi vent'anni, a uno studio sempre più approfondito di nuove tecnologie di propulsione per veicoli personali, commerciali, di trasporto pubblico, ma anche da competizione.

Un esempio di quest'ultima categoria sono le vetture di Formula 1. La massima categoria automobilistica, infatti, ha introdotto dal 2014 nuovi propulsori ibridi, denominati *power-unit*. Il motore V6 a combustione interna è affiancato da due motogeneratori, denominati MGU-K (*Motor Generator Unit – Kinetic*) e MGU-H (*Motor Generator Unit – Heat*), cioè macchine elettriche in grado di trasformare energia elettrica in energia cinetica e viceversa [3]. Questa peculiarità permette di sfruttarli come motori quando è richiesta piena potenza e come generatori di energia elettrica in fase di frenata. Ciò è dovuto alla loro architettura, essendo infatti motori sincroni trifase di tipo *brushless*. Le prime vetture di Formula 1 a presentare un dispositivo in grado di trasformare energia cinetica in energia elettrica, per poi essere riconvertita in energia cinetica, furono presentate nel 2009. Il KERS (*Kinetic Energy Recovery System*) fu introdotto proprio per aumentare le prestazioni delle monoposto, ottenendo così benefici sia a livello di prestazioni, ma anche per l'ambiente [4]. Dopo un paio d'anni di incertezza sulla sua utilità, con conseguente sospensione nel 2010 e nel 2012, il KERS fu revisionato in ottica del cambio regolamentare del 2014, venendo di fatto compreso nel successivo ERS, componente dei moderni motori turbo-ibridi.

Storicamente, la prima vettura ibrida venne realizzata più di un secolo fa, nel 1899 [5]. Si tratta della *Hybrid Lohner-Porsche Mixte (Semper Vivus)* in Figura 2.1, concepita da Ferdinand Porsche [6]. La vettura montava i motori elettrici sui mozzi ruote, mentre il motore a combustione interna si trovava a bordo per ricaricare le batterie. Il veicolo però, essendo una novità assoluta per quei tempi, si rivelò poco appetibile per il mercato di massa e l'idea venne accantonata. Porsche ebbe una visione in anticipo sui tempi, anche perché la vettura venne progettata senza scatola ad ingranaggi, semiassi, catene e frizione. Così facendo, fu possibile ridurre notevolmente la quantità di attrito meccanico e raggiungere un valore di efficienza nell'utilizzo di energia pari all'83%, notevolmente maggiore rispetto ai comuni motori a combustione odierni.



Figura 2.1: Hybrid Lohner-Porsche Mixte (Semper Vivus), figura tratta da [26]

Per capire il motivo dell'abbandono di tale concezione per un veicolo ibrido, bisogna considerare le conoscenze e competenze tecniche di quel periodo, sicuramente inferiori rispetto ai livelli attuali, e la sempre maggiore accessibilità di carburanti come benzina e gasolio, che a quell'epoca diventavano disponibili a prezzi sempre più bassi. Lo stesso Porsche, dunque, così come tutti gli altri produttori di veicoli, si concentrò su vetture a propulsione esclusivamente termica.

Passando alla seconda fase della storia delle auto ibride, non si può fare a meno di menzionare la vettura ibrida con il più alto numero di vendite: la *Toyota Prius*. Essa venne lanciata sul mercato giapponese nel 1997, quasi 100 anni dopo la prima Porsche ibrida. Da lì in poi, sempre più case automobilistiche si sono cimentate nello studio e nella produzione di veicoli a propulsione combinata termica ed elettrica, per arrivare ai giorni nostri con vetture sempre più efficienti e attente ai consumi.

2.1.2 Tipologie di ibrido

Dopo aver fatto una breve panoramica sulla loro storia, risulta utile fornire alcune definizioni riguardanti le vetture ibride. Innanzitutto, un veicolo è definito ibrido quando la potenza necessaria al suo movimento viene generata sia da un motore a combustione, sia da almeno un'altra fonte propulsiva. Quando si parla di veicoli ibridi si pensa subito ad una seconda fonte energetica di tipo elettrico, ma esistono anche altri tipi di sistemi di accumulo energetico per fornire trazione [7], come ad esempio:

- *Hydraulic Hybrid Vehicles*: veicoli che utilizzano una fonte di alimentazione a fluido pressurizzato, come l'olio, in un serbatoio. Questo viene accumulato in fase di decelerazione grazie all'energia sottratta al veicolo, per poi essere riutilizzato in fase di accelerazione, direttamente come fonte propulsiva [8].
- *Pneumatic Hybrid Vehicles*: in questo caso l'energia viene accumulata sotto forma di aria in pressione in un serbatoio. Il motore può essere utilizzato come compressore per la generazione di aria compressa durante la decelerazione del veicolo, mentre in fase di accelerazione viene usato come motore pneumatico azionato dall'aria pressurizzata in precedenza e accumulata in un serbatoio [9].
- *Flywheel-Base Hybrid Vehicles*: veicoli in cui l'energia viene immagazzinata, in fase di decelerazione, sotto forma di energia cinetica rotazionale. Questa poi viene sfruttata in fase di accelerazione, riducendo così i consumi e le emissioni in atmosfera.

Oltre a queste tipologie di veicoli ibridi, quella più diffusa è ovviamente la combinazione tra motore termico ed elettrico. All'interno della categoria sono presenti a loro volta due diverse tipologie di veicoli, differenziate dalla sorgente di accumulo di energia elettrica:

- *Hybrid Electric Vehicle (HEV)*: in questa categoria i veicoli sono dotati di un motore termico e di uno elettrico. Durante le fasi di frenata, detta rigenerativa, l'energia cinetica recuperata dalle ruote viene accumulata sotto forma di energia elettrica in apposite batterie. Un'altra modalità di accumulo di energia elettrica è quella che sfrutta direttamente, in caso di necessità, l'energia fornita dal motore a combustione interna.
- *Plug-in Hybrid Electric Vehicle (PHEV)*: le vetture appartenenti a questa tipologia presentano le stesse caratteristiche viste per gli HEV, ma in aggiunta hanno la possibilità di ricaricare le proprie batterie attraverso una fonte di alimentazione esterna.

Risultano dunque evidenti le caratteristiche di ogni categoria, con relativi vantaggi e svantaggi di ognuna. Per scegliere il veicolo adatto alle proprie esigenze bisogna quindi valutare capacità di autonomia, modalità di ricarica, tipologia di ibridazione etc.

2.1.3 Grado di ibridazione

Un'altra importante differenziazione tra le vetture ibride è quella che considera il loro grado di ibridazione, ovvero il rapporto tra potenza nominale del motore elettrico e potenza nominale dei sistemi di trazione. Attualmente, esistono tre categorie [10]:

- *Full Hybrid* o a ibridazione piena: dispongono di un motore termico, benzina o diesel, uno o più motori elettrici ad alta potenza, un impianto elettrico che può arrivare a valori di tensione di 400 V e batterie progettate in modo tale da poter percorrere anche più di 50 km in modalità puramente elettrica. La simbiosi dei due motori è gestita dall'elettronica, che garantisce il miglior rendimento totale in base alle condizioni istantanee di guida. Valgono ancora le considerazioni fatte in precedenza a proposito della ricarica del pacco batterie da parte dell'unità termica, quando necessario. È possibile, inoltre, che i due motori lavorino in modo indipendente l'uno dall'altro, ad esempio uno sull'assale anteriore e uno su quello posteriore. In questo caso l'elettronica, che gestisce il funzionamento dei motori, permette alla vettura di essere spinta da una trazione integrale. Una variante di *Full Hybrid* sono le *Plug-in Hybrid*, sempre a ibridazione piena, con le stesse caratteristiche appena descritte, ma con l'aggiunta della possibilità di ricarica del pacco batterie tramite rete elettrica. In questo caso, le maggiori dimensioni di questa unità consentono di percorrere distanze maggiori in modalità puramente elettrica.
- *Mild Hybrid* o a ibridazione leggera: queste vetture adottano motore termico e un motogeneratore elettrico di potenza ridotta, come sostituto del classico alternatore, un impianto elettrico a 48 V e batterie di minore capacità, che permettono di percorrere solo qualche chilometro con la sola trazione elettrica. A loro volta, questi veicoli possono essere suddivisi in altri tre sottogruppi a seconda dell'integrazione e della posizione delle due unità, elettrica e termica:
 - o *Belt Driven Starter Generator*: è la configurazione più comune, per la semplicità di realizzazione e, quindi, per la sua economicità. In queste vetture la macchina elettrica è montata al posto dell'alternatore e collegata al motore termico attraverso una cinghia.
 - o *Transmission-integrated Motor Generator*: in questo tipo di configurazione, più flessibile dal punto di vista del controllo della modalità di guida, il motore elettrico è integrato nella trasmissione.

- *Crankshaft-integrated Starter Generator*: questa categoria di veicoli prevede un motore elettrico integrato direttamente nell'albero motore, tra motore e trasmissione, che funge da motorino di avviamento.
- *Micro Hybrid* o a ibridazione minima: in questa categoria rientrano i veicoli con la più leggera forma di ibridazione esistente, in cui viene implementato il sistema *Start & Stop*. Esso consiste in una piccola macchina elettrica che sostituisce il motorino d'avviamento e l'alternatore, permettendo così di spegnere il motore termico in caso di soste e riaccenderlo per ripartire.

2.1.4 Architettura del sistema propulsivo

Un'ulteriore suddivisione che si può fare quando si parla di veicoli ibridi è quella che prende come riferimento l'architettura costruttiva del sistema di propulsione. Esistono due principali categorie di architettura ibrida, più una terza, ottenuta combinando le prime due:

- Ibrido serie (Figura 2.2): in questo genere di ibrido, l'unico responsabile della trazione del veicolo è il motore elettrico, il quale può attingere l'energia necessaria dalle batterie, o direttamente dal motore termico, o da entrambi in caso di grande richiesta. In condizioni normali, dunque, l'unità termica va a ricaricare le batterie, grazie anche all'ausilio di un generatore, mentre la macchina elettrica fa muovere il veicolo. Questa soluzione presenta indubbiamente dei vantaggi come la riduzione delle dimensioni del motore termico, non dovendo fungere da sistema principale di trazione, l'aumento della sua efficienza, potendo lavorare sempre nell'intorno del numero di giri a massimo rendimento, la libertà di posizionamento dello stesso, essendo svincolato dalle ruote, ma anche la possibilità di eliminare il sistema differenziale, sostituendolo con due motori elettrici, uno per ogni ruota motrice. D'altro canto, bisogna considerare anche svantaggi come l'aumento delle dimensioni e del peso del pacco batterie, la presenza sempre più ingombrante dei componenti elettrici, le perdite di energia nelle tre conversioni termica-elettrica, elettrica-chimica ed elettrica-meccanica. Date queste considerazioni, l'ibrido serie si rivela ideale per quei veicoli che subiscono molto spesso frenate e ripartenze, come ad esempio quelli adibiti al trasporto pubblico in città, sia per le maggiori dimensioni, sia per le continue variazioni di velocità che riducono notevolmente l'efficienza dei motori termici, senza influire in modo così netto sulle prestazioni dei motori elettrici.

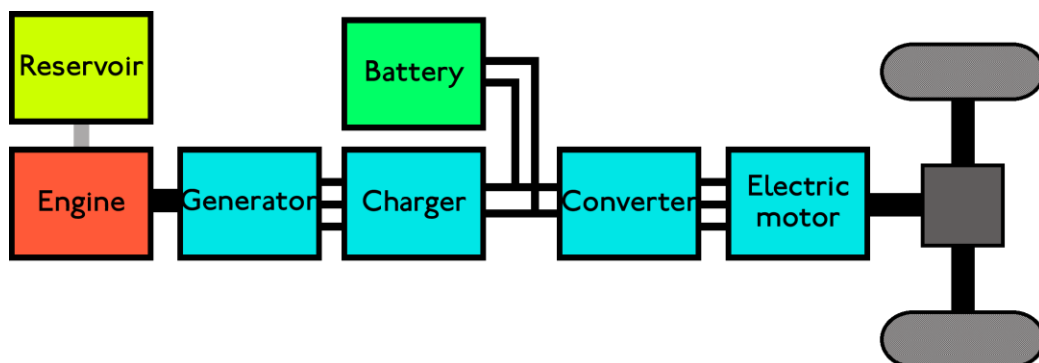


Figura 2.2: Ibrido serie, figura tratta da [25]

- Ibrido parallelo (Figura 2.3): questo tipo di schema costruttivo, presente nella maggior parte delle vetture ibride, prevede che sia il motore termico che quello elettrico possano fornire coppia e potenza direttamente alle ruote. La trazione, infatti, può essere solo

termica, solo elettrica o data dall'unione di entrambi i motori. Le batterie, invece, possono essere ricaricate durante la frenata rigenerativa, grazie al motore elettrico, ma anche tramite la produzione di corrente grazie all'unità termica. In queste architetture la parte elettrica non sostituisce quella termica, ma viene usata per compensarne le mancanze, come lo spunto a basso regime o il recupero di energia cinetica in frenata. Al contrario dell'ibrido serie, quello in parallelo è più adatto a percorrere lunghe tratte a marcia costante, per poter sfruttare il motore termico nel punto di massimo rendimento e senza subire perdite energetiche causate dalla conversione meccanica-elettrica e viceversa. Al contempo questa soluzione permette di far lavorare indipendentemente la parte elettrica nei percorsi urbani a marcia discontinua, incrementando così le prestazioni in accelerazione, diminuendo i consumi della parte termica e ricaricando le batterie in fase di decelerazione.

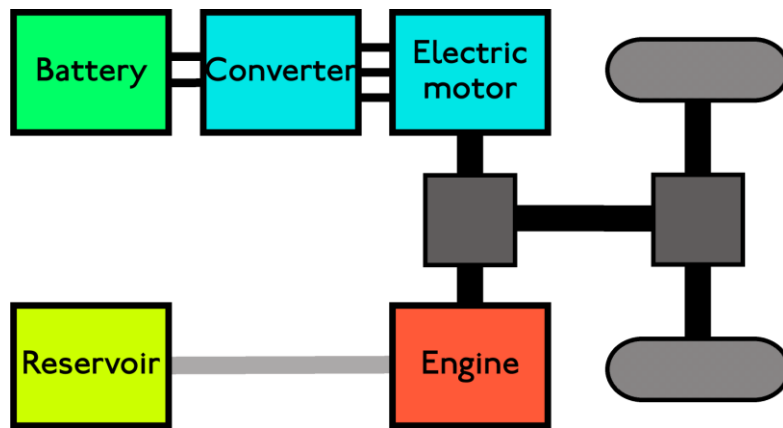


Figura 2.3: Ibrido parallelo, figura tratta da [25]

- Ibrido misto (Figura 2.4): in questo caso è presente la combinazione dei due schemi appena descritti. Sono presenti un motore termico, benzina o diesel, e due macchine elettriche, tra cui un generatore e un motore elettrico. Un esempio di collegamento tra queste unità è fornito dalla *Toyota Prius HSD*, che utilizza un rotismo epicicloidale per poter alternare la sorgente di energia in ingresso e l'utilizzatore in uscita, grazie ai tre gradi di libertà possibili che vengono selettivamente bloccati da una centralina elettronica in funzione delle condizioni istantanee di guida e in base allo stato di carica delle batterie. Così facendo si può sfruttare un comportamento di tipo serie o parallelo, andando a massimizzare i vantaggi di ogni configurazione.

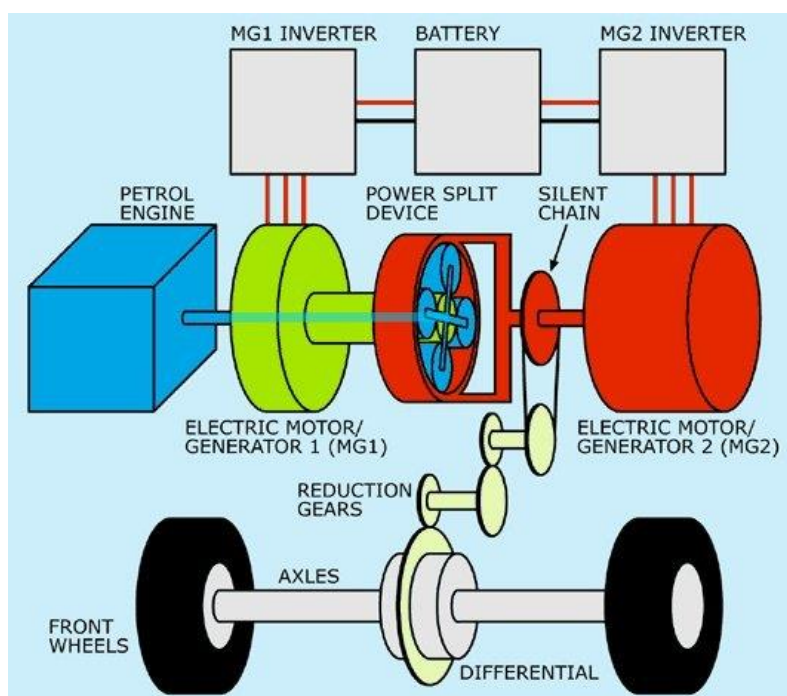


Figura 2.4: ibrido misto, figura tratta da [25]

2.2 Auto elettriche

2.2.1 Configurazione generale

Oltre ai veicoli ibridi precedentemente discussi, negli ultimi anni si è sviluppato un nuovo genere di sistema propulsivo, puramente elettrico, senza motore a combustione interna. I nuovi studi in questo campo e le conoscenze acquisite hanno permesso di sviluppare mezzi di trasporto che non dipendono dalla disponibilità di carburanti derivati da fonti fossili come il petrolio, ma che fanno affidamento esclusivamente sull'energia elettrica fornita da una sorgente di alimentazione esterna o dalle fasi di recupero in decelerazione, come già visto per i veicoli ibridi.

I componenti principali di un veicolo puramente elettrico sono il sistema di propulsione, che comprende il motore elettrico, l'inverter e la trasmissione; c'è poi la parte preposta all'accumulo di energia elettrica, costituita da batterie e dal sistema di gestione dell'energia; infine è presente, come in tutti i veicoli moderni, il sistema che comprende gli organi ausiliari come climatizzatore, servosterzo etc.

Risulta evidente che, in questo tipo di veicoli, la parte elettrica, soprattutto quella che rileva i parametri in ingresso dal guidatore, gioca un ruolo chiave nella guidabilità della vettura. Dev'essere presente, infatti, un accurato sistema di controllo elettronico che gestisca il flusso di potenza tra gruppo batterie e motore elettrico. Allo stesso tempo, essendo quest'ultimo l'unica fonte energetica per il moto del veicolo, deve essere massimizzato il recupero energetico in fase di decelerazione, per poter estendere al massimo la distanza percorribile con un'unica ricarica.

2.2.2 Trasmissione del moto alle ruote

La progettazione di un veicolo puramente elettrico può avvenire in due modi: partendo da un veicolo a combustione e modificando le parti necessarie, oppure sviluppando un progetto da zero, riprogettando così l'intera architettura del veicolo, in modo da minimizzare ingombri, pesi e, in definitiva, i costi complessivi.

Per quanto riguarda il primo metodo, guardando i componenti che devono trasmettere la potenza dal motore elettrico fino alle ruote, si possono sostituire il cambio e la frizione del veicolo a combustione con un riduttore a rapporto di trasmissione prefissato. Ciò è reso possibile dalla capacità dei motori elettrici di fornire coppia e potenza adeguate in un ampio intervallo di velocità, andando a coprire una delle problematiche più importanti delle controparti a combustione che, per questo motivo, hanno la necessità di essere affiancate da un cambio di velocità.

Il secondo metodo, invece, permette di ottenere una configurazione più compatta, detta trasversale, in cui motore, riduttore e differenziale sono montati sull'asse di trazione del veicolo. Proprio il differenziale, inoltre, svolge un lavoro fondamentale nella percorrenza delle curve. In qualunque veicolo, durante una sterzata la ruota esterna rispetto al centro della curva percorre una distanza maggiore rispetto a quella interna. Per ovviare a questa differenza di velocità, tutti i veicoli termici sono dotati di un rotismo, detto appunto differenziale, che permette alle ruote motrici di girare a velocità differenti, evitando così il loro slittamento e, di conseguenza, eccessiva usura degli pneumatici e migliorando notevolmente tenuta di strada e manovrabilità del veicolo.

Nei veicoli elettrici bisogna tenere in considerazione l'importanza del peso del veicolo. Questo, infatti, è reso più pesante dalla massa totale delle batterie. Proprio per questo motivo, si tende a ricercare la massima leggerezza in tutti gli altri componenti. Dunque, una soluzione vantaggiosa per questo genere di veicoli è sostituire i pesanti ed ingombranti differenziali meccanici con due motori elettrici indipendenti, ognuno collegato con una ruota motrice, ed entrambi controllati elettronicamente dalla centralina, in modo da ottenere la velocità desiderata in curva su ogni ruota. Un esempio di questa soluzione è riportato in Figura 2.5. Risulta evidente però che questa soluzione, nonostante i vantaggi appena descritti, presenta al contempo notevoli criticità, prima tra tutte il costo. In questa soluzione bisogna infatti prevedere almeno due motori elettrici, sicuramente meno potenti e costosi, se presi singolarmente, rispetto ad un motore singolo, ma in totale più onerosi.

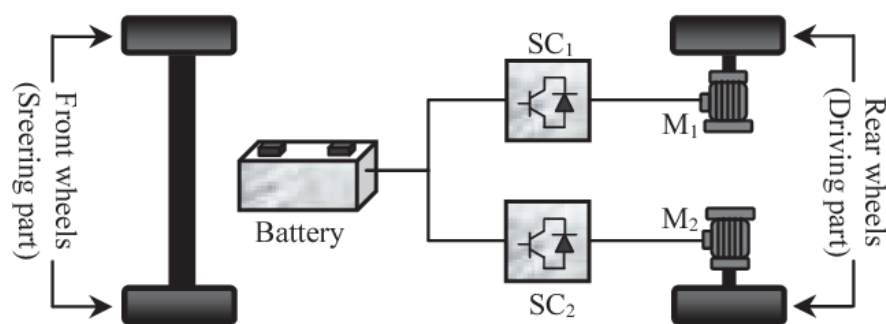


Figura 2.5: esempio di configurazione senza differenziale, figura tratta da [51]

La soluzione che prevede due motori elettrici sull'asse di trazione non è l'unica alternativa alla configurazione con differenziale meccanico. Un'ulteriore possibilità è quella di progettare i motori elettrici direttamente all'interno delle ruote. Questa innovazione, sicuramente più particolare rispetto all'approccio tradizionale, porta con sé una notevole riduzione del peso complessivo del

veicolo e, di conseguenza, un incremento di autonomia. Un altro vantaggio è la possibilità di eliminare gli alberi di trasmissione, ampliando così l'abitacolo e conferendo maggiore flessibilità [11]. Ovviamente, sono presenti anche degli svantaggi per questa soluzione: in primis la manovrabilità del veicolo, che viene irrimediabilmente modificata a causa della presenza di ulteriori masse non sospese all'interno delle ruote. Un'altra criticità è la vulnerabilità del motore elettrico posizionato nella ruota rispetto a vibrazioni, sollecitazioni, polvere, detriti ed elementi corrosivi come acqua, fango etc. In questa configurazione, infatti, motore e relativa elettronica operano in condizioni molto più severe rispetto ad una configurazione più conservativa, come ad esempio all'interno del telaio, protetti dal sistema sospensivo.

In fase di progetto, dunque, è necessario comparare tutte queste alternative, considerando pro e contro di ognuna e dando priorità agli aspetti più influenti sul proprio veicolo. È intuitivo che il tipo di veicolo dovrà avere caratteristiche in linea con la clientela su cui è tarato: si potrà, quindi, dare maggior risalto all'autonomia del veicolo, alle prestazioni, al volume dell'abitacolo, al comfort etc.

2.3 Posizionamento del motore elettrico

Le auto ibride ed elettriche sono classificabili in relazione alla posizione del motore elettrico nel layout del sistema propulsivo. Attualmente, come mostrato in Figura 2.6, le possibilità principali presenti sul mercato sono 6: P0, P1, P2, P3, P4 e P5. Le sigle citate identificano la "distanza" che intercorre tra il motore elettrico e le ruote, caratteristica che diminuisce progressivamente passando dalla configurazione P0 alla P5 [12].

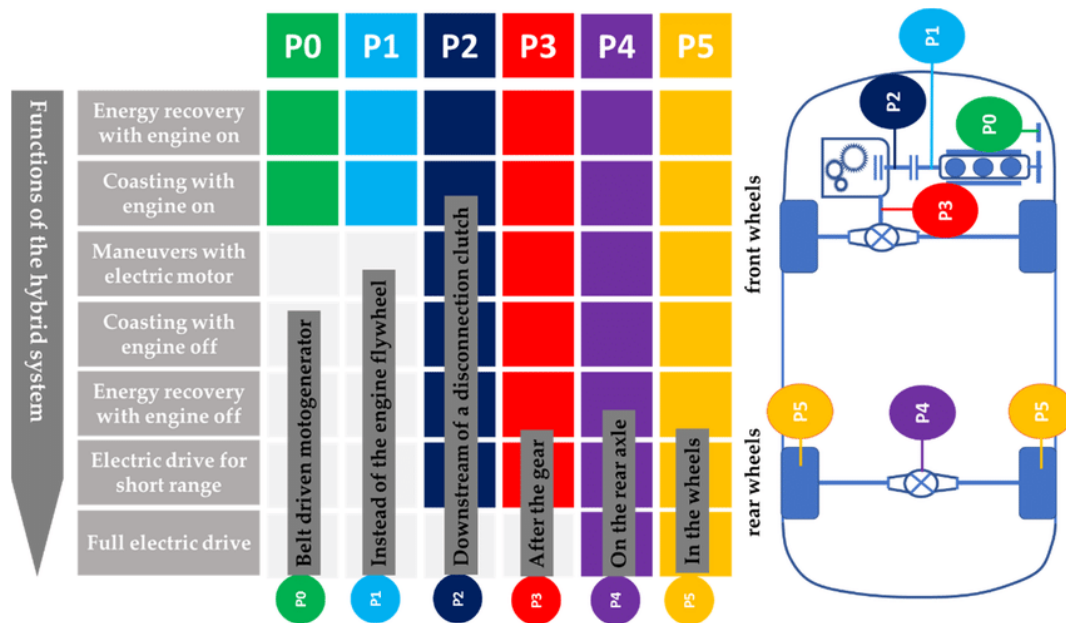


Figura 2.6: classificazione in base al posizionamento del motore elettrico, figura tratta da [45]

P0

Nella configurazione P0 in Figura 2.7, denominata anche P1F, il motore elettrico si presenta in dimensioni ridotte, così da poter essere posizionato al posto dell'alternatore. Il collegamento all'albero motore dell'unità termica avviene per mezzo di una cinghia. Questo tipo di layout, chiamato

anche FEAD (*Front End Accessory Drive*) per la sua posizione, o BSG (*Belt Driven Starter Generator*) per il fatto che agisce anche da motorino d'avviamento, può rappresentare una valida soluzione per ridurre consumi ed emissioni del veicolo, nonostante le piccole dimensioni richieste al motore elettrico. Questa architettura è la più utilizzata, grazie ai costi non eccessivi e alla semplicità della sua realizzazione. Seppur possibile dal punto di vista teorico, la modalità di guida puramente elettrica non viene di solito effettuata. Questo è dovuto al fatto che l'unità elettrica dovrebbe trascinare quella termica, con evidenti cali di efficienza. La potenza raggiunta dalla parte elettrica raggiunge i 15 kW, offrendo un contributo tangibile con modifiche limitate ai motori già esistenti.

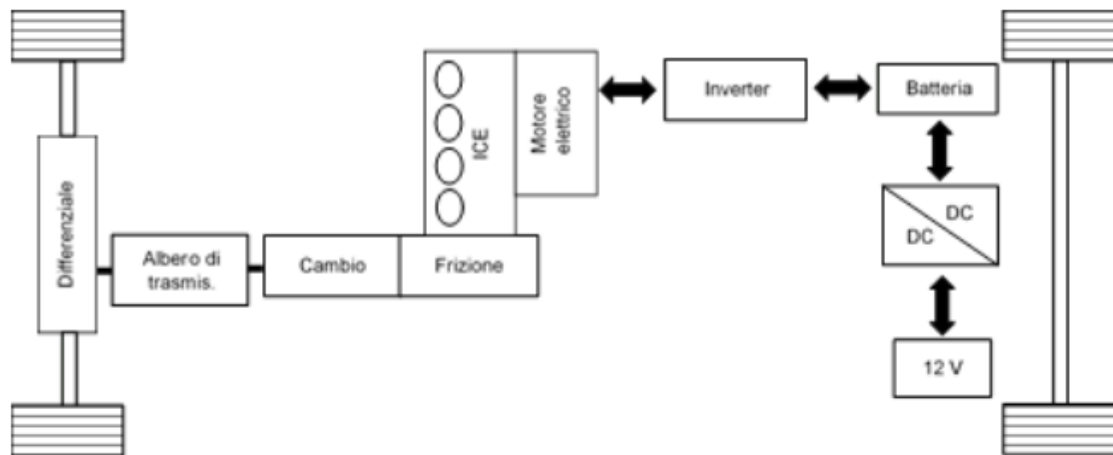


Figura 2.7: configurazione P0, figura tratta da [7]

P1

Nella configurazione P1 in Figura 2.8, denominata anche P1R, il motore elettrico è connesso in modo coassiale all'albero motore. Ciò significa che i due motori sono sempre solidali e girano alla stessa velocità, non essendoci una frizione che possa disaccoppiarli. L'unica frizione presente è quella a valle di entrambi. L'integrazione con l'unità termica è in questo caso ottimale, perché il rotore va a sostituire il volano, riducendo così gli spazi assiali. Anche in questo caso la potenza non è molto elevata, ma l'assenza della cinghia di azionamento permette di raggiungere rendimenti più alti e fornire coppie maggiori, non essendoci alcuna limitazione dovuta allo slittamento [13]. Uno degli svantaggi di questa configurazione si presenta durante la frenata rigenerativa. In questa fase, infatti, avendo un collegamento permanente tra motore elettrico e termico, l'energia recuperabile diminuisce a causa delle perdite per attrito e pompaggio.

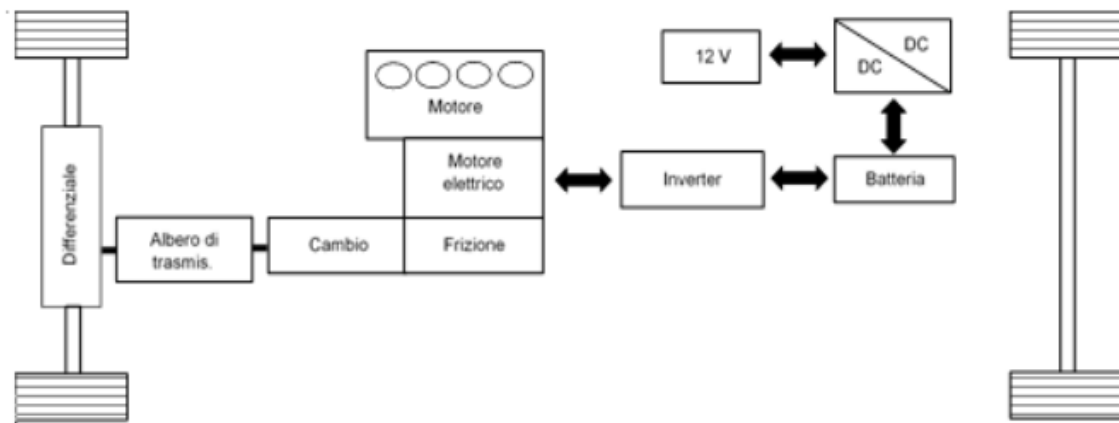


Figura 2.8: configurazione P1, figura tratta da [7]

P2

La classificazione P2, mostrata in Figura 2.9, prevede che il motore elettrico venga installato tra motore termico e frizione principale. In aggiunta, è presente una frizione dedicata tra i due motori, che permette il loro disaccoppiamento. Questa soluzione permette diversi vantaggi alle auto ibride. Innanzitutto, si possono aggiornare trasmissioni già esistenti, sostituendo il convertitore di coppia con motore elettrico e frizione. Inoltre, la presenza della frizione aggiuntiva evita le perdite dovute al trascinamento in fase di frenata rigenerativa e, durante la modalità di guida esclusivamente elettrica, consente di mantenere l'unità termica completamente spenta e separata dalla trasmissione. La versatilità della configurazione P2 è dunque una sua caratteristica. Un esempio è fornito dalla trasmissione ZF di Figura 2.10 installata sulla *Porsche Panamera*, che prevede un motore elettrico da ben 100 kW di picco [13]. Un'evoluzione della tipologia P2 è la versione plug-in, ricaricabile mediante presa elettrica.

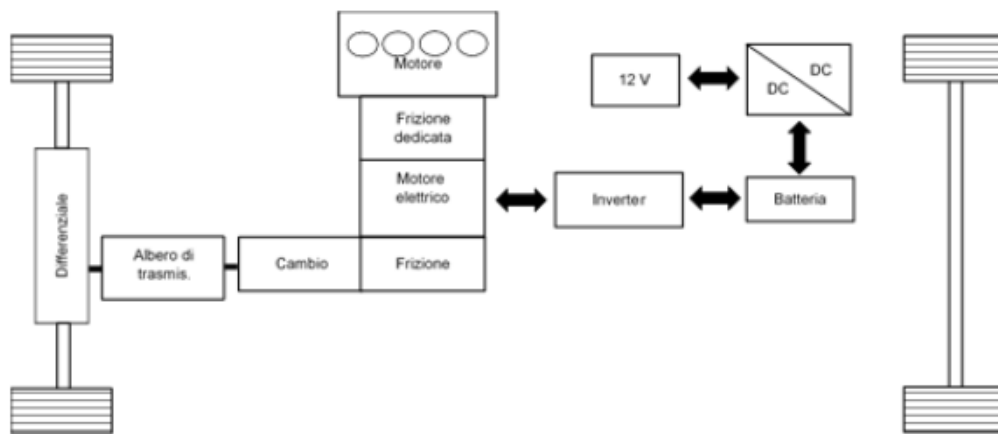


Figura 2.9: configurazione P2, figura tratta da [7]

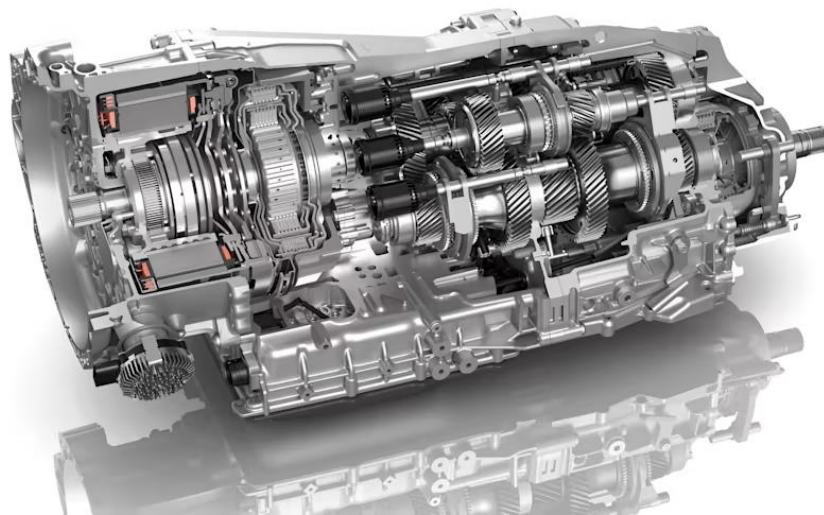


Figura 2.10: trasmissione ZF a doppia frizione montata su Porsche Panamera, figura tratta da [35]

P3

Nella configurazione P3 in Figura 2.11 il motore elettrico viene posizionato a valle della trasmissione. Grazie a ciò è possibile minimizzare le perdite, dato che tra la sorgente di energia e le ruote è ora presente il solo differenziale. Con questo layout, inoltre, viene massimizzato il recupero di energia in fase di frenata, sempre per il fatto che gli elementi di trasmissione di potenza non sono interposti tra ruote e motore elettrico. Dal punto di vista economico però, questa soluzione si rivela più costosa di quelle precedenti, per la necessità di riprogettare la maggior parte della trasmissione.

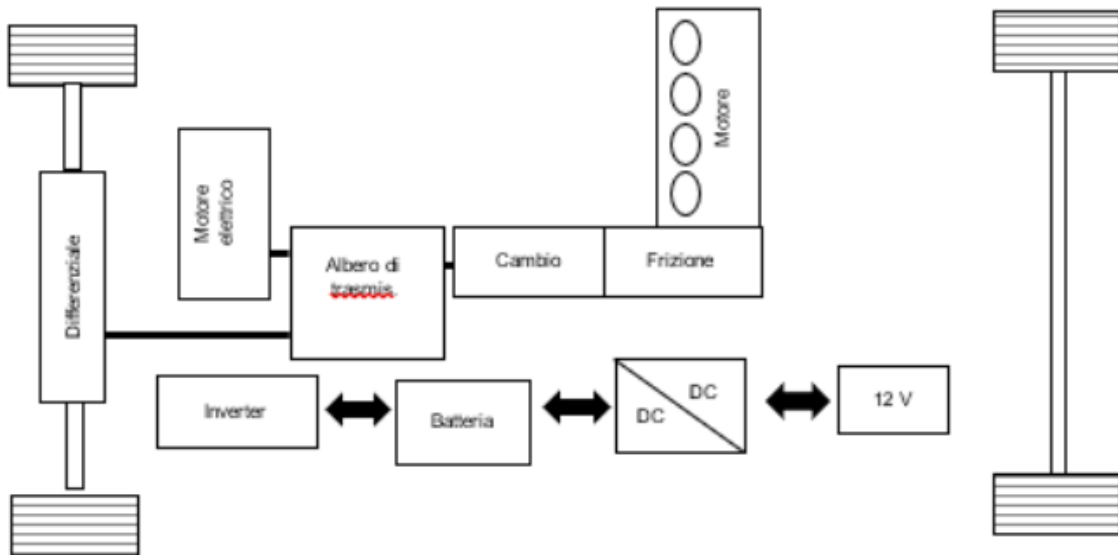


Figura 2.11: configurazione P3, figura tratta da [7]

P4

La classificazione P4, mostrata in Figura 2.12, indica un veicolo ibrido nel quale è possibile ottenere una trazione integrale senza collegamento meccanico tra motore termico e motore elettrico. Ciò è dovuto alla presenza di un motore elettrico sull'asse posteriore e di uno termico su quello anteriore. Così facendo, c'è la possibilità di viaggiare in modalità esclusivamente elettrica, utilizzando solamente la trazione posteriore e scollegando l'unità termica dalla trasmissione meccanica. Anche in questo tipo di layout le perdite meccaniche sono minimizzate, così come viene massimizzato il recupero energetico in fase di frenata. Ciò è dovuto ancora una volta alla "vicinanza" tra motore elettrico e ruote, con sempre meno organi trascinati interposti tra loro.

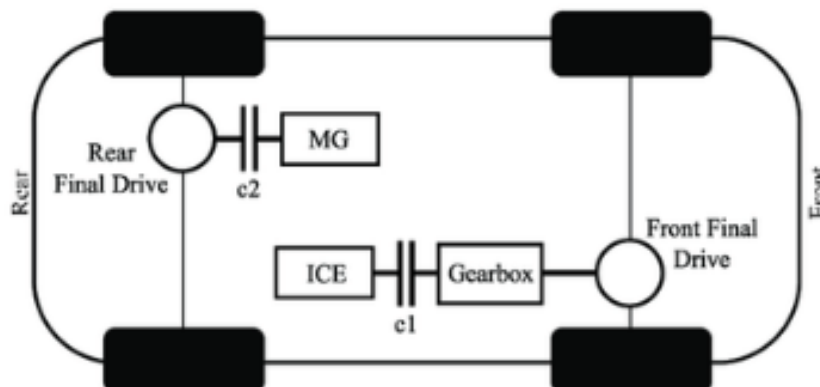


Figura 2.12: configurazione P4, figura tratta da [50]

P5

La soluzione che più avvicina motore elettrico e ruote è la P5. In questo caso, infatti, posizionando il motore elettrico all'interno delle ruote stesse come mostrato in Figura 2.13, la distanza tra fonte di energia e utilizzatori è idealmente azzerata. Grazie a questa configurazione si possono eliminare organi di trasmissione come differenziale e semiassi, riducendo notevolmente il peso complessivo del veicolo e con il vantaggio di permettere un controllo indipendente della coppia su ogni ruota. Esistono però anche notevoli svantaggi per questo tipo di layout: avendo posto dei motori elettrici all'interno delle ruote, infatti, queste vengono notevolmente appesantite, con conseguente aumento della loro inerzia. Tutto ciò si ripercuote sul lavoro delle sospensioni, che devono agire su masse non sospese sempre più importanti. Come risultato finale, dunque, vengono peggiorati comfort e tenuta di strada del veicolo. Per questi motivi, la tipologia P5 ha ancora un'applicazione limitata sulle auto di serie.



Figura 2.13: motore elettrico montato all'interno della ruota, figura tratta da [34]

2.4 Tipi di motore elettrico

Come si è visto nelle pagine precedenti, entrambi i tipi di veicoli, ibridi ed elettrici, prevedono al loro interno una macchina elettrica deputata alla trazione della vettura. Nell'ambito dell'industria automobilistica esistono molti tipi di motori elettrici, ognuno con le proprie peculiarità e, quindi, più adatto per la specifica applicazione. Le caratteristiche richieste, in particolare, sono coppia e potenza elevate, così come elevata efficienza su ampi intervalli di coppia e velocità, buona controllabilità, elevata affidabilità e minima manutenzione necessaria. Tra i vari tipi esistenti, le principali macchine utilizzate per i veicoli ibridi ed elettrici sono sostanzialmente quattro [14]:

- Motori elettrici *brushed* a corrente continua (Figura 2.14): come dice il nome stesso, sono macchine dotate di spazzole al loro interno, indispensabili per fornire corrente agli avvolgimenti del motore, montati sul rotore. I vantaggi principali di questa configurazione sono il cablaggio semplificato, la possibilità di avere un collegamento diretto all'alimentazione delle batterie (in corrente continua), una buona risposta in accelerazione e a basso numero di giri, così come un basso costo in generale. D'altro canto, lo strisciamento delle spazzole va a ridurre l'efficienza totale della macchina, e allo stesso tempo genera molto calore. A causa del continuo contatto fisico degli organi in rotazione

(spazzole e rotore) e conseguente usura, la durata di questi motori è limitata, influenzando notevolmente la necessità di manutenzione su veicoli ibridi ed elettrici in commercio.

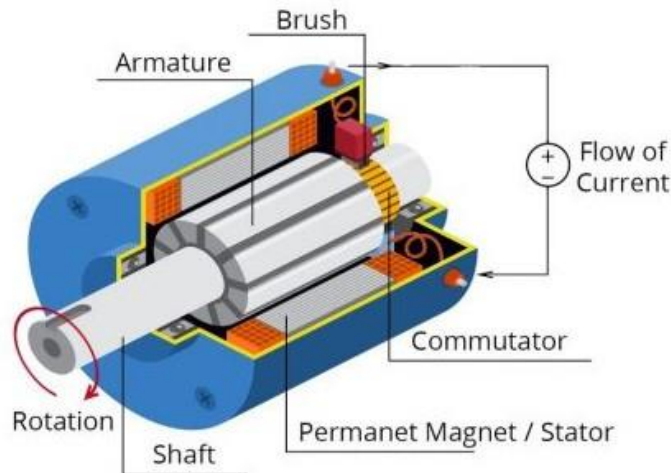


Figura 2.14: motore elettrico brushed a corrente continua (DC), figura tratta da [33]

- Motori elettrici a induzione (Figura 2.15): sono, allo stato attuale, motori molto maturi dal punto di vista tecnologico e, quindi, molto affidabili. Proprio per questo motivo sono particolarmente utilizzati in varie applicazioni, tra cui proprio nei veicoli elettrici. Essendo alimentati in corrente alternata, necessitano di un inverter per poter essere alimentati da una fonte di energia a corrente continua. Esistono due tipi di motori elettrici a induzione: a rotore avvolto e a gabbia. Di questi, il secondo sta prendendo sempre più piede rispetto al primo a causa del minor costo e della minore necessità di manutenzione.

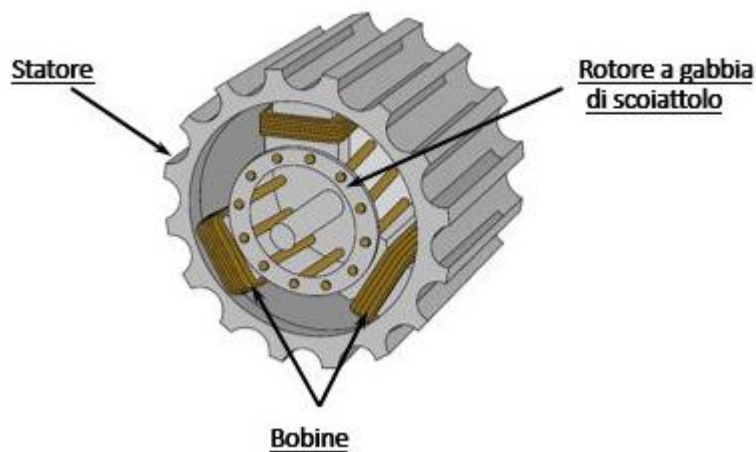


Figura 2.15: motore elettrico a induzione a gabbia, figura tratta da [32]

- Motori elettrici a riluttanza commutata (Figura 2.16): sono motori in cui la coppia richiesta è fornita dalla tendenza del rotore ad allinearsi con il campo magnetico sullo statore. Grazie alla loro semplicità costruttiva, questo genere di motori presenta bassi costi di produzione e di manutenzione, e, nonostante ciò, ottime caratteristiche di coppia e velocità.



Figura 2.16: motore elettrico a riluttanza commutata, figura tratta da [53]

- Motori elettrici *brushless* a magneti permanenti (Figura 2.17): in questo tipo di motori senza spazzole il campo magnetico è generato da magneti permanenti ad alta energia. Una loro caratteristica è la notevole riduzione di peso e volume raggiungibili, mantenendo al contempo valori di coppia e potenza molto elevati. Un altro aspetto positivo è l'efficienza, più elevata rispetto ai motori a spazzole, grazie alla capacità di smaltire nell'ambiente circostante il calore in eccesso attraverso lo statore. Sono ovviamente presenti anche alcuni svantaggi, come, ad esempio, gli elevati costi relativi ai magneti, solitamente composti di materiali pregiati (terre rare).

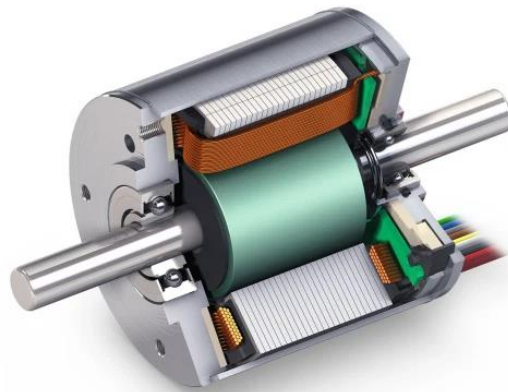


Figura 2.17: motore elettrico brushless a magneti permanenti, figura tratta da [31]

Ricapitolando, date le caratteristiche dei vari tipi di motore elettrici disponibili, si può affermare che l'applicazione di motori elettrici a corrente continua come motori di trazione per veicoli elettrici è ormai obsoleta o comunque limitata a progetti che aspirano alla semplicità. Sono poco utilizzati nel settore anche i motori a riluttanza commutata; le restanti due categorie di motori, a induzione e a magneti permanenti, sono le più diffuse.

2.5 Batterie

Le considerazioni fatte finora hanno riguardato anche le fonti di energia che alimentano i veicoli ibridi ed elettrici. Poiché è fondamentale disporre di mezzi efficienti, a elevata autonomia e in grado di recuperare energia nelle fasi di decelerazione e di sosta, risulta di notevole importanza il ruolo dei sistemi di accumulo di energia. Le batterie svolgono proprio questa funzione, trasformando un processo chimico in energia elettrica e viceversa. Come schematizzato in Figura 2.18 al loro interno sono presenti due elettrodi, anodo e catodo, tra i quali avviene la migrazione di elettroni che genera corrente elettrica. Il mezzo che consente il movimento delle cariche è una soluzione elettrolitica che contiene sali dissociati. È inoltre presente un separatore poroso che consente di isolare anodo e catodo consentendo le reazioni che avvengono al loro interno.

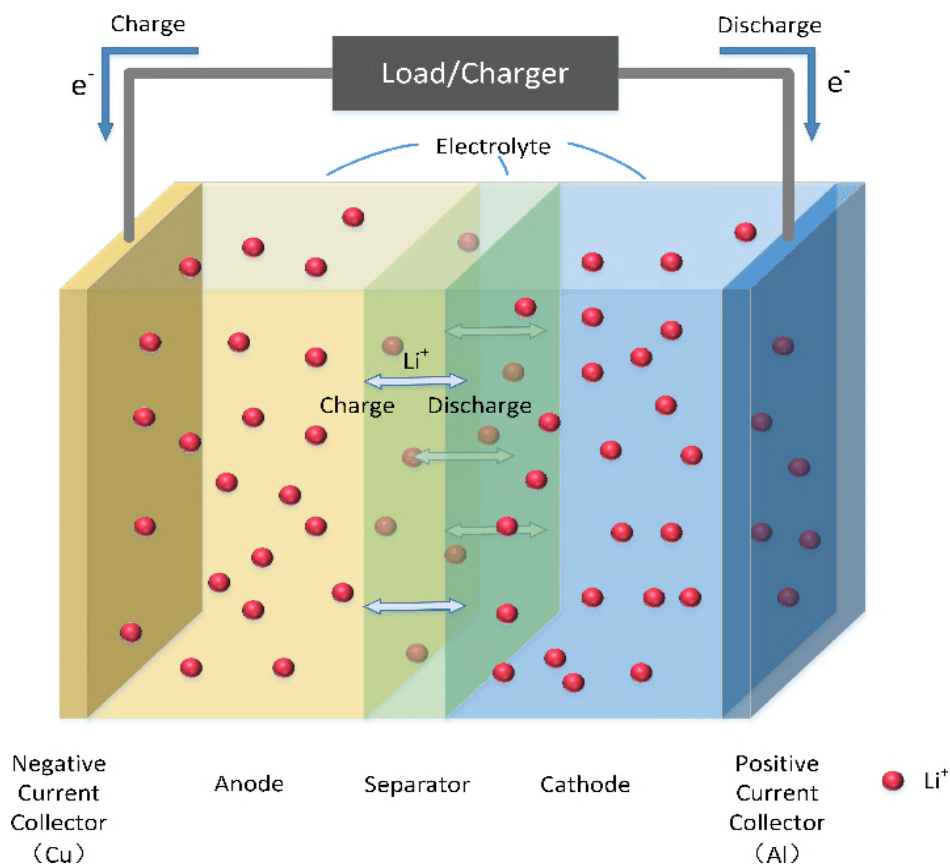


Figura 2.18: schema funzionale di una batteria a ioni di litio, figura tratta da [49]

Ogni batteria è un insieme di più moduli, composti al loro interno da varie celle, dette celle elettrochimiche. In base all'utilizzo desiderato è possibile mettere in collegamento le celle in molti modi, denominati topologie. Il collegamento può essere in serie, in parallelo o una combinazione di questi due. Il collegamento in serie è utilizzato quando si vuole ottenere un certo valore di tensione in uscita e, al contempo, ridurre la corrente assorbita a parità di potenza. Il collegamento in parallelo, invece, fa aumentare la capacità totale del sistema. Come detto in precedenza, esiste la possibilità di combinare queste due configurazioni, in modo da soddisfare ogni esigenza. Per sfruttare i vantaggi di entrambi i tipi di connessione si possono utilizzare, ad esempio, celle di ridotta capacità collegate in parallelo per ottenere un modulo di capacità incrementata. Se si ripete questa operazione per creare

diversi moduli e si collegano i moduli in serie, si aumenta anche la tensione totale in uscita. Un'ulteriore possibilità è quella di collegare in serie celle che possiedono intrinsecamente una notevole capacità. È dunque possibile ottenere lo stesso risultato, ad esempio in termini di tensione, con due configurazioni diverse. Bisogna, dunque, scegliere i collegamenti sulla base della specifica applicazione, considerando ingombri, costi, specifiche da rispettare etc. Alcuni esempi di collegamenti sono riportati in Figura 2.19.

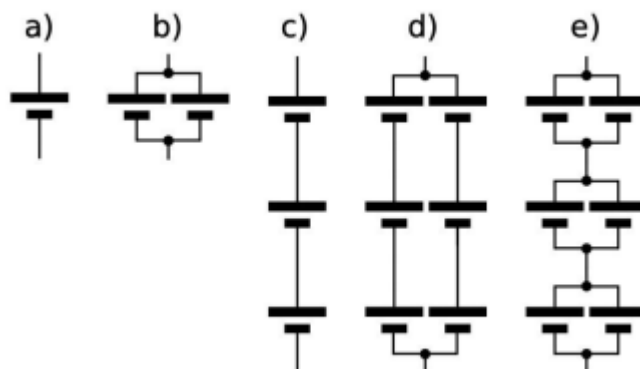


Figura 2.19: esempi di collegamento delle celle elettrochimiche: a) cella singola, b) in parallelo, c) in serie, d) parallelo di due stringhe fatte da tre celle in serie, e) serie di tre moduli fatti da due celle in parallelo

In fase di progettazione della batteria sono da tenere in considerazione vari requisiti funzionali, per poi dare priorità a quelli più influenti per la specifica applicazione. Tra questi si possono citare la temperatura di esercizio, la tensione (e la misura della stessa, utile per la stima del livello di carica della batteria), la corrente, i sensori e l'interferenza elettromagnetica (che influenza la trasmissione delle informazioni). Sulla base delle specifiche richieste in fase di progetto, bisogna provvedere con soluzioni adeguate e che permettano ai componenti della batteria di lavorare in condizioni idonee alle loro caratteristiche.

Così come per i motori elettrici, anche per le batterie esistono diverse tipologie, che si differenziano principalmente per i materiali utilizzati. Nell'industria automobilistica le batterie più ricorrenti sono quelle agli ioni di litio, al nichel-metallo idruro, allo stato solido e a ricarica liquida [15].

Le batterie agli ioni di litio (Figura 2.20) sono sicuramente le più utilizzate al giorno d'oggi, sia per la comune elettronica portatile, sia per i veicoli elettrici ed ibridi. Tra le migliori caratteristiche di questa tecnologia si possono inserire l'efficienza energetica e la densità di potenza, entrambe molto elevate. Ciò è dovuto alla leggerezza dell'atomo di litio e alle dimensioni ridotte del relativo raggio atomico. Uno degli svantaggi di questa tipologia di batterie è la carica in eccesso, che limita la mobilità degli ioni in movimento. Un altro punto a sfavore è la difficoltà di approvvigionamento di questo materiale, in particolare a causa del continuo aumento di costo. Ciò non è dovuto alla scarsità di litio presente nella crosta terrestre, quanto ai costi relativi alla lavorazione delle materie prime. Altra importante voce di costo è il cobalto, elemento utilizzato soprattutto nei catodi.

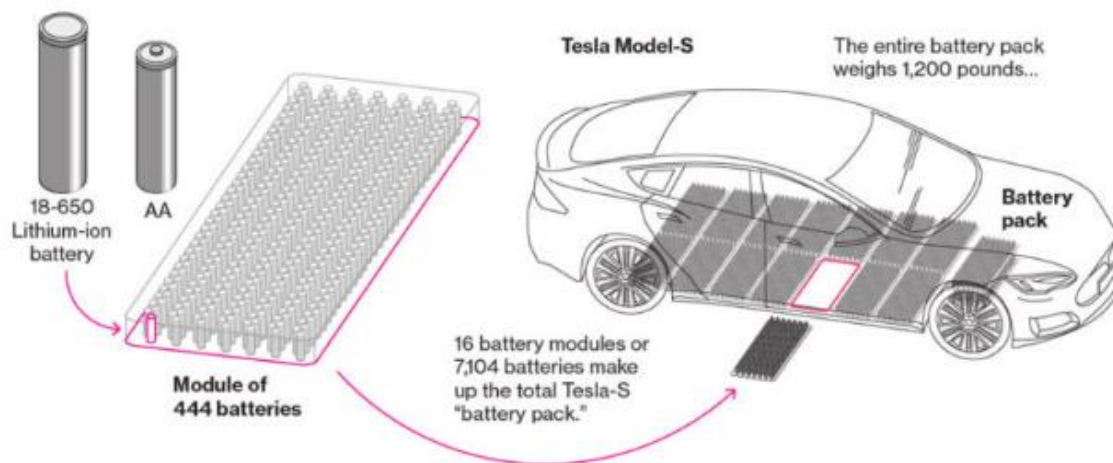


Figura 2.20: batterie agli ioni di litio nella Tesla Model-S, figura tratta da [30]

Un altro tipo di batterie utilizzate nelle applicazioni su veicoli elettrici ed ibridi sono quelle al nichel-metallo idruro. La loro progressiva diffusione è stata dettata da vantaggi sia tecnici che ambientali. Innanzitutto, hanno un funzionamento sicuro anche ad alte tensioni; inoltre, possiedono elevata energia e potenza volumetrica, così come eccellenti proprietà termiche e circuiti di ricarica economici. Altri vantaggi riscontrati sono la sicurezza del sistema in fase di carica e scarica, ma anche la ridotta necessità di manutenzione, parametri fondamentali quando si parla di veicoli elettrici. Infine, dal punto di vista ambientale, i materiali relativi a questo tipo di batterie sono ecologici e riciclabili, altro aspetto di notevole importanza per questo genere di veicoli.

Le batterie allo stato solido sono un'alternativa futura alle batterie ad elettroliti liquidi, in quanto presentano vantaggi nell'elevata densità di potenza. D'altro canto, hanno un alto rischio di infiammabilità e soffrono maggiormente di perdite energetiche. Allo stato attuale, questa tipologia di batterie ha anche elevati costi di produzione, che ne hanno rallentato la diffusione commerciale.

Esiste infine la categoria delle batterie a ricarica liquida, che utilizzano un liquido come elettrodo fluido. Il vantaggio di questa soluzione è che all'esaurimento di ogni carica, il liquido può essere sostituito in pochi minuti, risolvendo così uno dei problemi principali dei veicoli elettrici, ovvero i tempi di ricarica elevati. In questo momento la soluzione in fase di sviluppo è quella Li/O₂ a flusso semi-solido. È un sistema molto innovativo, che combina due tecnologie di nuova generazione. Essendo ancora in una fase principalmente di studio, la messa in commercio è prevista intorno al 2025.

3 La trasmissione del moto

3.1 Ruote dentate

3.1.1 Concetti base e relazioni fondamentali

Le ruote dentate, organi di trasmissione del moto rotatorio, sono la soluzione ideale per ottenere un rapporto di trasmissione costante tra le velocità angolari in ingresso e in uscita di componenti meccanici in rotazione. Sono fondamentali in moltissimi settori industriali, come ad esempio nelle macchine automatiche, nei cambi automobilistici e motociclistici, così come in campo aeronautico. La quasi totalità di questi organi meccanici prevede profili ad evolvente di cerchio, il che permette di ottenere un rapporto di trasmissione costante tra le ruote, a patto di avere sempre almeno una coppia di denti in presa.

Un'altra caratteristica geometrica è l'angolo di inclinazione del profilo dei denti rispetto all'asse di rotazione della ruota: si possono avere ruote dentate a denti dritti (angolo $\beta = 0^\circ$), ma anche a denti elicoidali ($\beta \neq 0^\circ$). La prima condizione porta ad ingranamenti con urti tra i denti delle ruote a contatto, mentre nel secondo caso l'inclinazione della dentatura garantisce un ingranamento più graduale e, di conseguenza, meno rumoroso. Questo aspetto risulta di notevole importanza quando si progettano componenti destinati al settore automobilistico, in particolare quello elettrico, in cui la silenziosità è una caratteristica chiave dell'intero progetto.

Tutte le ruote dentate sono caratterizzate da quattro circonferenze fondamentali, che ne definiscono geometria e comportamento. La prima è la circonferenza primitiva, ovvero quella in cui la larghezza dei denti è uguale alla larghezza dei vani. Spesso si utilizza la circonferenza primitiva nella rappresentazione semplificata delle ruote dentate come ruote di frizione, con diametro pari al diametro primitivo. Questo avviene perché il rapporto di trasmissione dei due meccanismi (con ruote dentate o di frizione) è lo stesso. La seconda circonferenza degna di nota è detta circonferenza base o fondamentale (Figura 3.1). Si tratta dell'evolvente, ovvero del luogo dei centri di curvatura del profilo a evolvente, che a sua volta si ottiene facendo rotolare, senza strisciare, una retta sulla circonferenza base [16]. Le altre due circonferenze caratteristiche sono quella di testa e di piede, ovvero quelle che delimitano l'altezza del dente in senso radiale (Figura 3.2). Tutte e quattro le circonferenze sono concentriche, con centro sull'asse di rotazione della ruota.

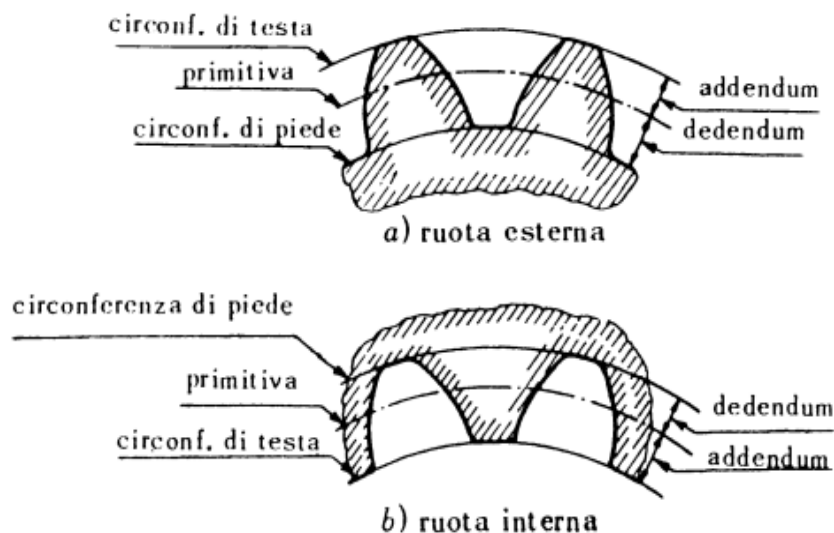
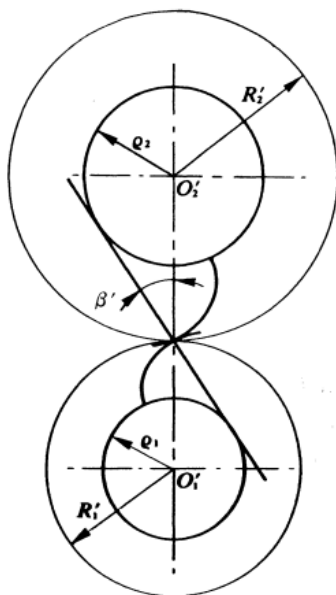


Figura 3.1: circonferenze di base, figura tratta da [16] Figura 3.2: circonferenza primitiva, di testa e di piede, figura tratta da [16]

Solitamente, il profilo ad evolvente non taglia la circonferenza di testa a spigolo vivo, cioè non crea un dente “a punta”, ma viene raccordato ad essa attraverso un raccordo che può essere generato dall’utensile (denominato in questo caso *semi-topping*). L’altezza del dente, inoltre, è divisa in *addendum* e *dedendum*: il primo rappresenta la distanza radiale tra circonferenza primitiva e circonferenza di testa, mentre il secondo tra circonferenza primitiva e circonferenza di piede. Questi due parametri possono essere diversi per due ruote accoppiate, a differenza dell’altezza totale del dente, che deve invece essere uguale per entrambe.

Si possono poi suddividere le ruote in base al proporzionamento dei denti. Esistono ruote dette normali, con *addendum* e *dedendum* che assumono valori normalizzati e sono uguali per le due ruote coniugate. Esistono anche, però, ruote dette corrette, nelle quali i due parametri appena citati non hanno valori normalizzati e possono essere diversi per le due ruote. Nel primo caso, il dente della ruota è dimensionato in base al modulo m , definito come il rapporto tra il diametro primitivo e il numero di denti. Il proporzionamento normale prevede i seguenti valori: $addendum = m$, $dedendum = 1,25 m$, altezza dente = $2,25 m$. Anche la larghezza del dente in direzione assiale, detta fascia, è legata al modulo. Il rapporto tra larghezza b e modulo m assume comunemente valori compresi tra 5 e 40, in funzione di ingombri massimi e potenze da trasmettere.

Quando si analizza il contatto tra due ruote dentate è buona norma verificare il numero di denti in presa. È utile ora definire altri parametri geometrici che serviranno nel prosieguo della trattazione. Viene definito segmento di contatto il tratto della retta di contatto compresa fra i punti di tangenza tra quest’ultima e le due circonferenze di testa. Di conseguenza, si definisce arco d’azione l’arco in cui le primitive rotolano l’una sull’altra mentre il contatto si muove lungo il segmento di contatto (Figura 3.3). Affinché la trasmissione del moto sia costante, l’arco d’azione deve risultare maggiore del passo tra i denti. Ciò significa avere sempre almeno una coppia di denti in presa. Un parametro che descrive questa condizione è il grado di ricoprimento, ovvero il rapporto tra arco d’azione e passo. Se è maggiore di 1, il rapporto di trasmissione risulta costante e la rotazione della ruota condotta sarà continua. Questo parametro, inoltre, permettendo di valutare il numero di coppie di denti in presa, fornisce un’idea della tensione su ogni dente. Infatti, maggiore è il grado di ricoprimento e meglio sarà distribuita la forza trasmessa, andando quindi a diminuire la tensione su ogni singolo dente.

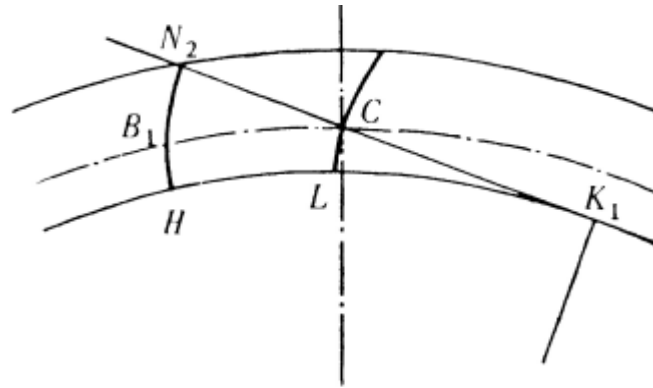


Figura 3.3: arco d'azione CB_1 , figura tratta da [16]

Un'altra caratteristica degli ingranaggi è l'interferenza: questa avviene quando la linea di contatto si estende oltre il segmento di contatto. Ovviamente, questa condizione è da evitare, affinché il contatto tra i profili possa avvenire in modo regolare. Questa limitazione si traduce in un limite superiore sulla lunghezza del raggio di testa, cioè sull'*addendum*, ovvero sul modulo (per ruote normali). A sua volta, il limite superiore sul modulo comporta un limite inferiore sul numero di denti. Il numero minimo di denti è dunque

$$z_{min} \geq \frac{2 \tau}{-1 + \sqrt{1 + \tau(2 + \tau)} \sin^2 \alpha} \quad (3.1)$$

Il minimo numero di denti dipende, quindi, dal rapporto di trasmissione τ e dall'angolo di pressione α . Risulta evidente che z_{min} diminuisce al crescere di α , che però non deve neanche essere troppo elevato, per evitare una spinta radiale eccessiva trasmessa tra le ruote e, quindi, tensioni eccessive negli alberi e nei supporti. Il valore $\alpha=20^\circ$ è la scelta più comune, essendo un buon compromesso fra le varie esigenze progettuali.

3.1.2 Tipi di ingranaggi

La tipologia di ruota dentata più diffusa è quella che mette in collegamento alberi paralleli. Ciò è dovuto principalmente ad una generale semplicità di realizzazione e alla possibilità di trasmettere potenze elevate con ottimi rendimenti. Gli ingranaggi ad assi paralleli, infatti, trasmettono potenza con il rendimento più alto rispetto ad ogni altro tipo di ingranaggi [17]. Esistono, però, molti altri tipi diversi di ruote dentate. Vedremo qui la maggior parte delle principali tipologie, analizzandone le caratteristiche salienti, in ordine di complessità crescente.

Ingranaggi cilindrici a denti dritti (Figura 3.4): hanno denti sull'esterno di un cilindro, i quali hanno profili paralleli all'asse del cilindro stesso. Il profilo del dente è quasi sempre ad evolvente, tranne in alcuni settori, come quello dell'orologeria, in cui il profilo è cicloidale. I valori degli angoli di pressione più diffusi sono 20° e 25° . Valori più bassi portano ad un ingranamento dei denti più dolce e silenzioso, grazie ad un grado di ricoprimento maggiore. In aggiunta, si hanno carichi più contenuti sui cuscinetti dei supporti, a causa della ridotta componente radiale della forza trasmessa. La componente tangenziale, invece, non è influenzata dall'angolo di pressione. Bassi angoli di

pressione incidono però sulla resistenza a flessione e sulla durata a *pitting* della ruota, andando ad abbassarne la vita utile. Al contrario, ruote con angoli di pressione più elevati hanno maggiori capacità di carico e, per questo motivo, possono essere impiegati profili con angoli fino a 45° , in applicazioni in cui il rumore non è un parametro di primaria importanza. Un valore aggiunto delle ruote cilindriche a denti dritti è la minima attrezzatura richiesta per la loro produzione e, di conseguenza, la maggiore economicità rispetto a tutte le altre forme realizzabili.

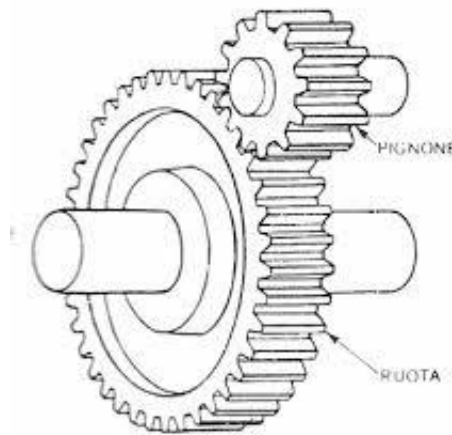


Figura 3.4: ingranaggio cilindrico a denti dritti, figura tratta da [36]

Ingranaggi cilindrici a denti elicoidali (Figura 3.5): sono ruote con profili dei denti che seguono spirali che avvolgono il cilindro. Come accennato in precedenza, questo tipo di denti entra nella zona di ingranamento in modo progressivo e, quindi, sono più silenziosi rispetto ai denti dritti. Un ulteriore vantaggio è il maggior carico che può essere trasmesso con questo tipo di ingranaggi (a parità di durata e di modulo dei denti) rispetto ad una coppia di ruote equivalenti a denti dritti. D'altro canto, la geometria di questi ingranaggi comporta una spinta diretta lungo l'asse dell'albero (in aggiunta alle spinte radiali e tangenziali). Per reggere questa spinta si usano cuscinetti assiali e/o radiali, a sfere o a rulli conici. In alternativa, è possibile utilizzare ingranaggi a doppia elica per bilanciare le spinte assiali. Il rendimento, che dipende da parametri tra cui la spinta perpendicolare al dente, la velocità di strisciamento e il coefficiente d'attrito, risulta in generale minore di quello di un ingranaggio equivalente a denti dritti. I valori più diffusi dell'angolo d'elica β arrivano fino a circa 45° . Questo parametro incide in modo proporzionale sulla diminuzione del rumore e sull'aumento delle capacità di carico. Tuttavia, a valori superiori a 15° - 20° la resistenza a flessione del dente comincia progressivamente a diminuire.

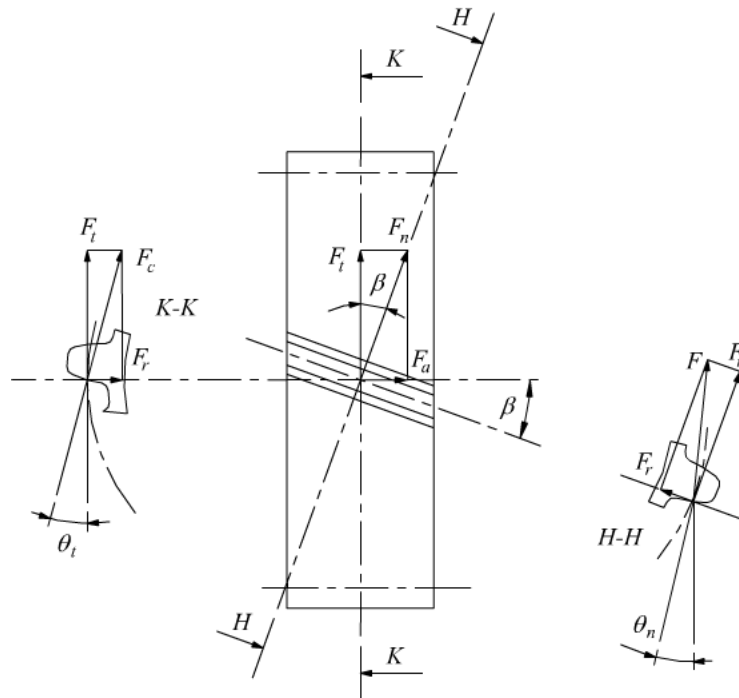


Figura 3.5: ruota dentata elicoidale, figura tratta da [29]

Ingranaggi interni (Figura 3.6): hanno i denti, dritti o elicoidali, sulla parte interna di un cilindro, che quindi hanno una forma concava anziché convessa, garantendo maggiore resistenza a flessione. Ciò è conferito anche dalla base del dente generalmente più spessa di quella di un dente esterno equivalente. Sono presenti ulteriori vantaggi per questa configurazione di ingranaggi: la maggiore compattezza dovuta ad un minore interasse tra le ruote coniugate, la possibilità di far ruotare due alberi nello stesso verso senza dover inserire una ruota oziosa e il fatto che la ruota interna costituisce, per sua natura, una protezione della zona di ingranamento. Tra gli svantaggi, invece, c'è la limitazione sul numero di denti del pignone, che deve mantenere in generale un rapporto minore di 1:2 rispetto al numero di denti della ruota interna, per evitare interferenza tra le punte dei denti. Un altro svantaggio è dovuto alle modalità di realizzazione: le ruote interne, infatti, devono essere prodotte necessariamente con particolari macchine utensili. L'impiego maggiore di questo tipo di ruote è nei rotismi epicicloidali.

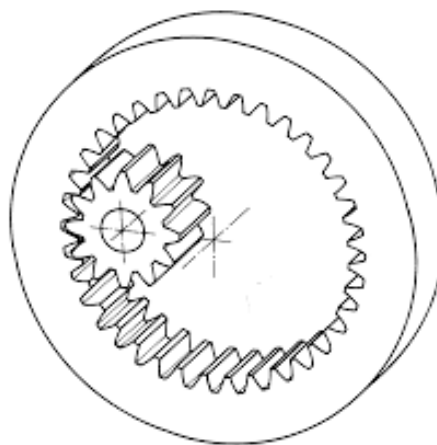


Figura 3.6: ingranaggio interno, figura tratta da [29]

Ingranaggi conici (Figura 3.7): sono ruote dentate che lavorano con assi non paralleli tra loro. L'uso più comune è la deviazione del flusso di potenza in corrispondenza di un angolo, come può avvenire in un elicottero nel collegamento tra motore a turbina (ad asse orizzontale) e rotore (ad asse verticale). Un altro utilizzo molto frequente è quello nei differenziali per autovetture a trazione posteriore, in cui vengono usati proprio ingranaggi conici a denti dritti. I principali tipi di ruote coniche sono a denti dritti, *Zerol*, spirali e a denti obliqui. I primi sono comunemente utilizzati nei differenziali; una loro evoluzione sono gli ingranaggi *Zerol*, in cui i denti sono curvi lungo il loro asse. Sono utilizzati frequentemente in dispositivi ad alta velocità, quali motori a turbina ed elicotteri. Le ruote coniche a spirale, invece, sono l'equivalente per ruote coniche delle ruote cilindriche elicoidali. Sono generalmente utilizzate in applicazioni che richiedono alte capacità di carico a velocità più elevate rispetto alle ruote *Zerol* o a denti dritti. Infine, le ruote coniche a denti obliqui hanno denti tagliati dritti, ma ad un certo angolo rispetto all'asse dell'albero. Questa caratteristica migliora la capacità di carico dell'ingranaggio rispetto ad una ruota conica a denti dritti.

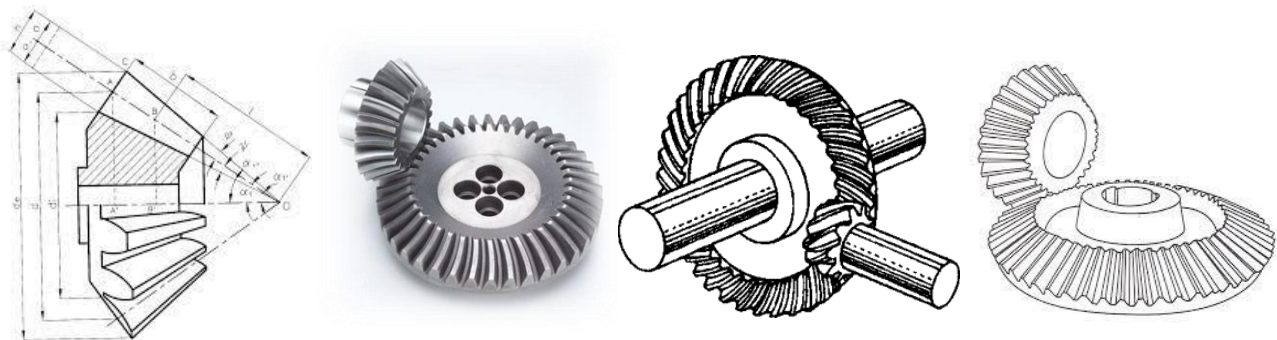


Figura 3.7: ingranaggi conici: a denti dritti, *Zerol*, a spirale, a denti obliqui, figure tratte da [28]

Ingranaggi conici ad evolvente sferica (Figura 3.8): comunemente noti come *Beveloid*, sono ingranaggi con spessore del dente, diametro di fondo ed esterno rastremati. Sono utilizzati per trasmissioni di strumenti di precisione, dove la capacità di carico è limitata. Ciò è dovuto al fatto che l'area di contatto tra le ruote accoppiate è limitata. È un tipo di ingranaggio non molto diffuso allo stato attuale, ma è vantaggioso in quelle applicazioni in cui gli alberi devono essere posizionati con orientamento generico nello spazio (anche ad assi sghembi).

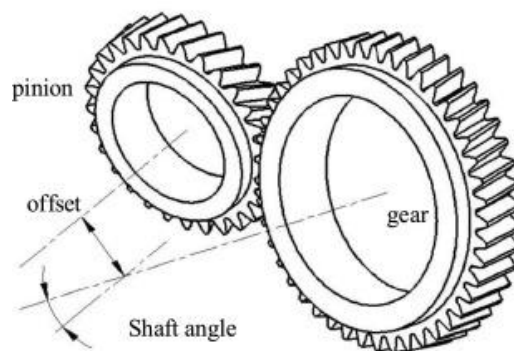


Figura 3.8: ingranaggi *Beveloid*, figura tratta da [46]

Ingranaggi elicoidali ad assi sghembi (Figura 3.9): si tratta di ruote dentate elicoidali convenzionali, montate però su alberi ad assi sghembi. Essendo caratterizzate da importanti strisciamenti in esercizio, è necessario porre attenzione alla scelta dei materiali e dei lubrificanti per ridurre il più possibile l'attrito ed evitare di incorrere in fenomeni indesiderati come il grippaggio. Esempi di possibili soluzioni sono l'uso di materiali come la ghisa, oppure di un pignone in acciaio temprato accoppiato ad una ruota in bronzo.

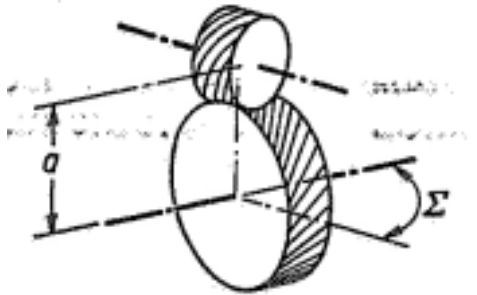


Figura 3.9: ingranaggio elicoidale ad assi sghembi, figura tratta da [22]

Ingranaggi a vite con ruota cilindrica semplice: sono composti da una vite cilindrica e una ruota dentata elicoidale ingrananti tra loro. Possono essere visti come caso limite di ingranaggi ad assi sghembi. Una particolarità di questa tipologia è la possibilità di avere rapporti di riduzione molto più grandi rispetto a semplici ingranaggi elicoidali sghembi. D'altro canto, presentano un tasso di usura piuttosto elevato, una capacità di carico limitata e rendimenti ridotti.

Ingranaggi a vite cilindrica (Figura 3.10): sono un'evoluzione della tipologia precedente, in cui la ruota a denti elicoidali è modificata con una gola, che consente alla vite di adattarsi alla forma della ruota, fornendo così una migliore capacità di carico. Ciò è dovuto all'area di contatto più estesa e, dunque, al funzionamento più dolce. Una particolarità di questo tipo di ingranaggi è l'elevato grado di ricoprimento, che permette la trasmissione di potenze meccaniche piuttosto alte. A dispetto di ciò, la potenza continuativa realmente trasmissibile è notevolmente ridotta. Ciò è dovuto alla notevole quantità di calore generato e al conseguente innalzamento della temperatura del lubrificante. Le limitazioni termiche condizionano il campo di funzionamento di questi ingranaggi, che possono comunque sopportare sovraccarichi in modo soddisfacente per brevi periodi di tempo. Il rendimento degli ingranaggi a vite dipende in modo significativo dalla velocità di funzionamento, con valori che possono variare tra il 35% e il 90%.

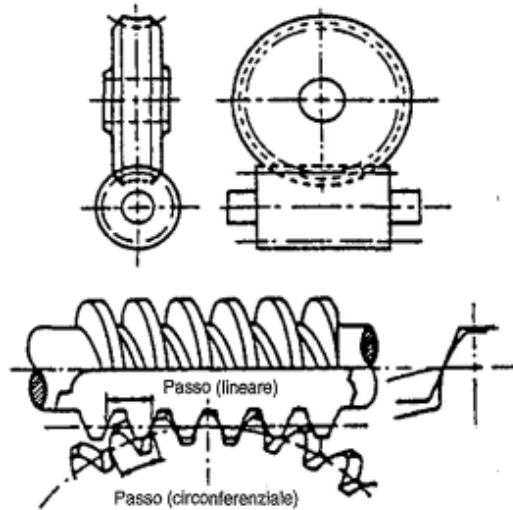


Figura 3.10: ingranaggio a vite cilindrica, figura tratta da [17]

Ingranaggi a vite globoidale (Figura 3.11): sono ingranaggi in cui la ruota involuppa la vite e viceversa. In questo modo, avendo più denti in contatto, le capacità di carico sono più alte. Geometricamente, ciò è reso possibile dalla forma a clessidra della vite. Questa particolare forma, però, comporta costi produttivi più elevati, comunque accettabili laddove venga ricercata una riduzione di pesi e ingombri.

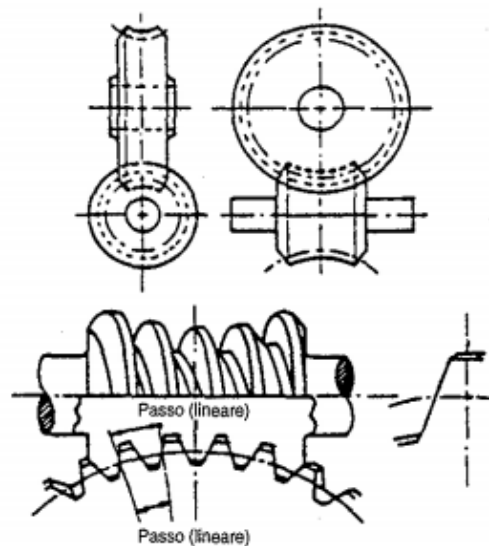


Figura 3.11: ingranaggio a vite globoidale, figura tratta da [17]

Ingranaggi ipoidi (Figura 3.12): sono ingranaggi simili a quelli conici spirali, con la differenza che quelli ipoidi sono asimmetrici, cioè l'angolo di pressione è diverso tra le due parti del dente. È inoltre presente un disassamento tra asse del pignone e asse della ruota. In esercizio, questi ingranaggi sono più silenziosi di quelli conici spirali, grazie al grado di ricoprimento totale maggiore. Tuttavia, essendo formati da ruote non concorrenti, si verificano notevoli strisciamenti tra le facce dei denti. Come conseguenza, il rendimento è minore, con valori tipici di 90% - 95% contro il 99% di ingranaggi conici spirali equivalenti.

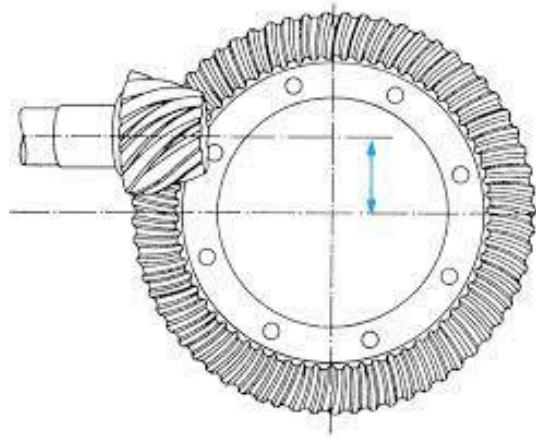


Figura 3.12: ingranaggio ipoide, figura tratta da [27]

Dopo questa panoramica sulle tipologie di ingranaggi, è necessario sottolineare che esistono molti altri tipi di ruote dentate. Basti pensare a speciali tipi di ingranaggi, mostrati in Figura 3.13, ottenuti non come superfici di rivoluzione (cilindri e coni), ma a partire da forme geometriche come rettangoli, triangoli, ellissi, etc. La particolarità di questi organi rotanti è la possibilità di avere rapporti di trasmissione variabili, utili per speciali applicazioni. Tuttavia, la condizione di discontinuità che si può presentare in alcuni di questi ingranaggi ne limita l'applicazione a velocità modeste, per evitare forze d'inerzia eccessive.

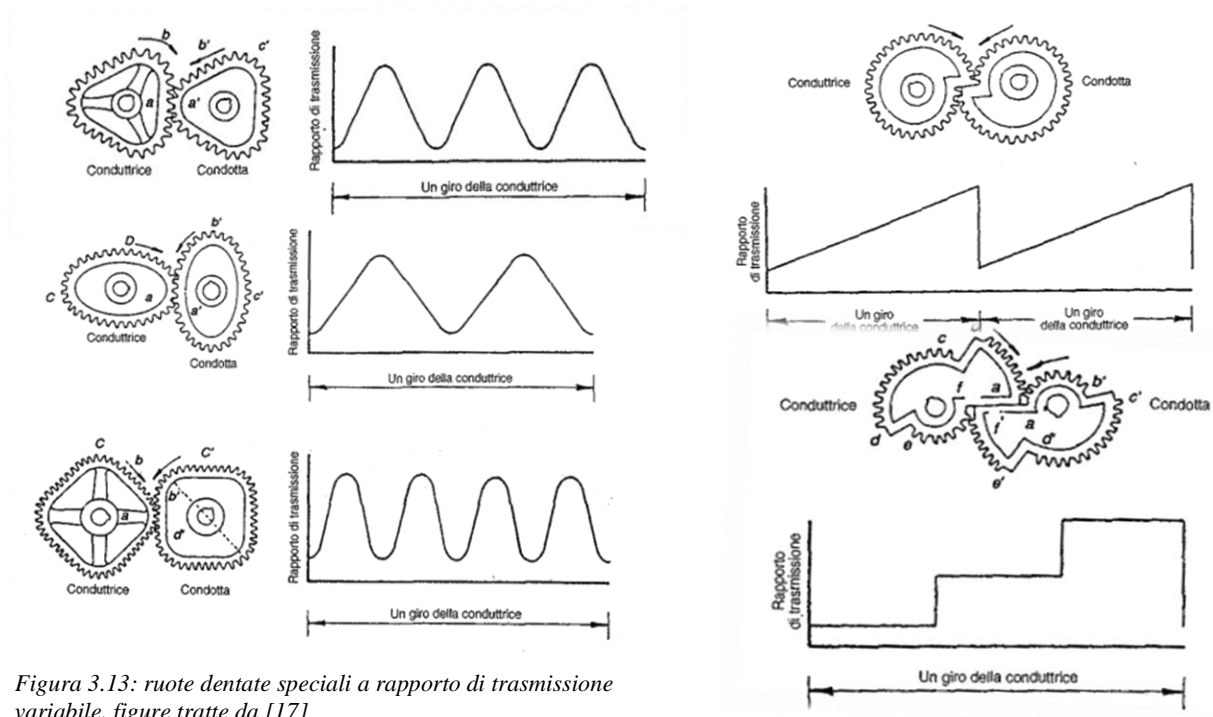


Figura 3.13: ruote dentate speciali a rapporto di trasmissione variabile, figure tratte da [17]

3.1.3 Correzioni di dentatura

Come già anticipato nel paragrafo 3.1.1, esiste una classificazione delle ruote dentate in base ai valori di *addendum* e *dedendum*. In questo paragrafo verranno espone ed analizzate le caratteristiche principali delle ruote corrette, ovvero ruote in cui *addendum* e *dedendum* assumono valori diversi da quelli normalizzati. Nella pratica, i motivi per cui si realizzano ruote di questo tipo sono: evitare interferenza in condizioni di lavoro, permettere il montaggio di ruote aventi un interasse prestabilito e migliorare la resistenza flessionale e di tipo hertziano (a *pitting*).

Note le definizioni di interasse, modulo normale e passo, esistono in generale tre casi per l'accoppiamento di ruote dentate [18]:

- 1) Ingranaggi a interasse normale (Figura 3.14): quando l'interasse di funzionamento e l'interasse normale sono uguali. Ciò significa che le circonferenze primitive di funzionamento coincidono con le circonferenze primitive di taglio. Dunque, per avere un corretto funzionamento delle ruote, la somma degli spessori s_1 e s_2 dei denti sui cerchi primitivi di taglio deve essere

$$s_1 + s_2 = s'_1 + s'_2 = \pi m \quad (3.2)$$

avendo indicato con s'_1 e s'_2 gli spessori dei denti sulle circonferenze primitive di funzionamento.

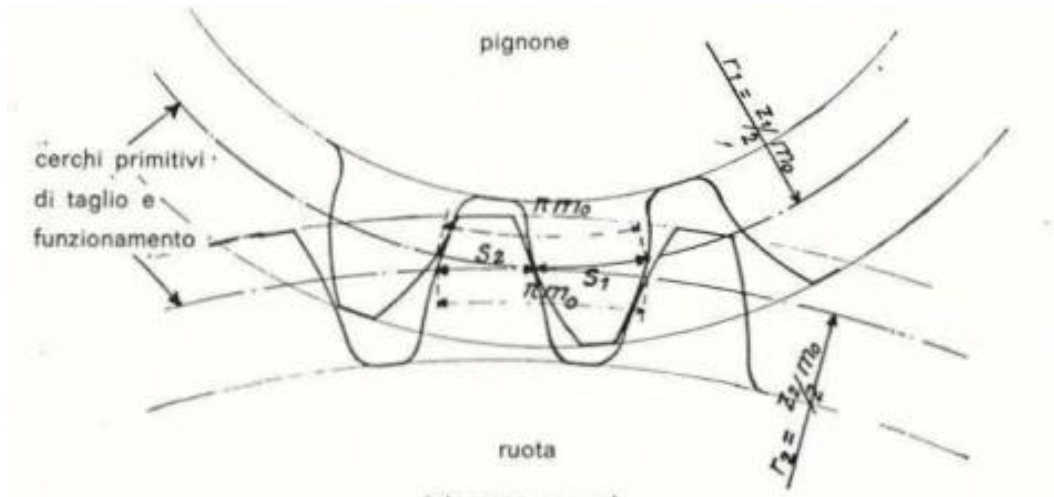


Figura 3.14: ruote dentate a interasse normale, figura tratta da [18]

- 2) Ingranaggi corretti senza variazione di interasse (Figura 3.15): anche in questo caso l'interasse di funzionamento e l'interasse normale coincidono.

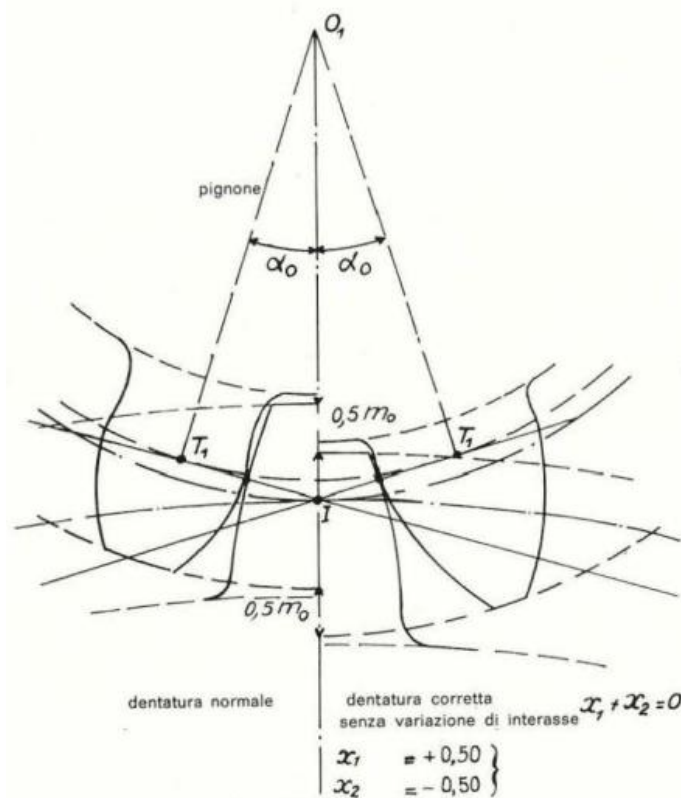


Figura 3.15: ingranaggio corretto, senza variazione di interasse, figura tratta da [18]

Ciò che cambia, però, è che le circonferenze primitive di funzionamento e di taglio non sono più coincidenti, ma si ha uno spostamento (o correzione) x della dentatura. Questo parametro è positivo se la linea di riferimento della dentiera è esterna alla circonferenza primitiva di taglio della ruota e negativo, se la linea è interna (Figura 3.16).



Figura 3.16: convenzione segno spostamento, positivo (a sinistra) e negativo (a destra), figura tratta [18]

Per poter funzionare con interasse normale, la somma degli spostamenti delle due ruote deve essere pari a 0:

$$x_1 + x_2 = 0 \quad (3.3)$$

da cui si arriva alla condizione

$$s_1 + s_2 = \pi m \quad (3.4)$$

per un corretto ingranamento con interasse normale. Si ricorda che, con la correzione della dentatura, l'altezza dei denti rimane invariata: ciò che varia è lo spessore lungo i cerchi primitivi di taglio.

Nel caso di ingranaggi interni, come in Figura 3.17, il ragionamento è analogo: per mantenere un interasse normale, deve valere

$$x_1 - x_2 = 0 \quad (3.5)$$

cioè le due ruote, interna ed esterna, devono avere lo stesso valore di correzione.

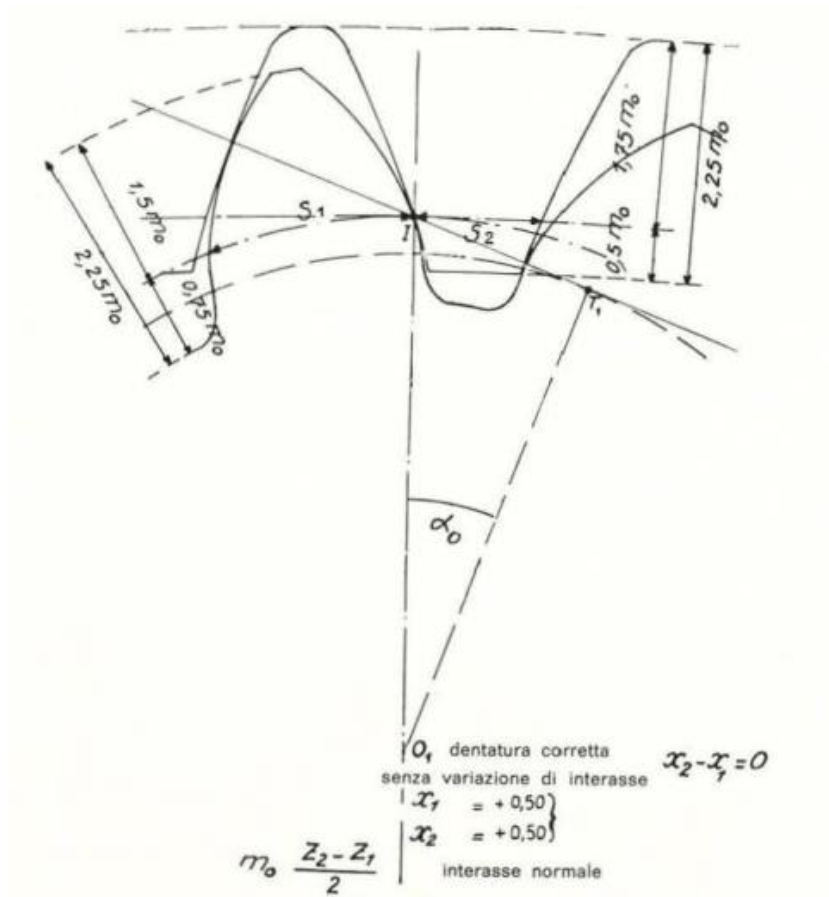


Figura 3.17: ingranaggio interno con uguale spostamento per le due ruote, figura tratta da [18]

- 3) Ingranaggi corretti con variazione di interasse (Figura 3.18): in quest'ultimo caso l'interasse di funzionamento è diverso dall'interasse normale. Ciò significa che la somma algebrica di x_1 e x_2 è diversa da zero. Se $x_1 + x_2 > 0$, l'interasse di funzionamento a' è maggiore dell'interasse normale a . Le due ruote accoppiate, quindi, saranno più lontane tra loro rispetto a un ingranaggio equivalente senza correzione. Se accade il contrario, cioè per $x_1 + x_2 < 0$, le due ruote si troveranno più vicine tra loro. Lo spostamento, quindi, permette di far lavorare gli ingranaggi con interassi non più strettamente dipendenti da modulo e numero di denti. Ciò permette maggiore flessibilità nella progettazione, ad esempio, di riduttori con ingombri prefissati.

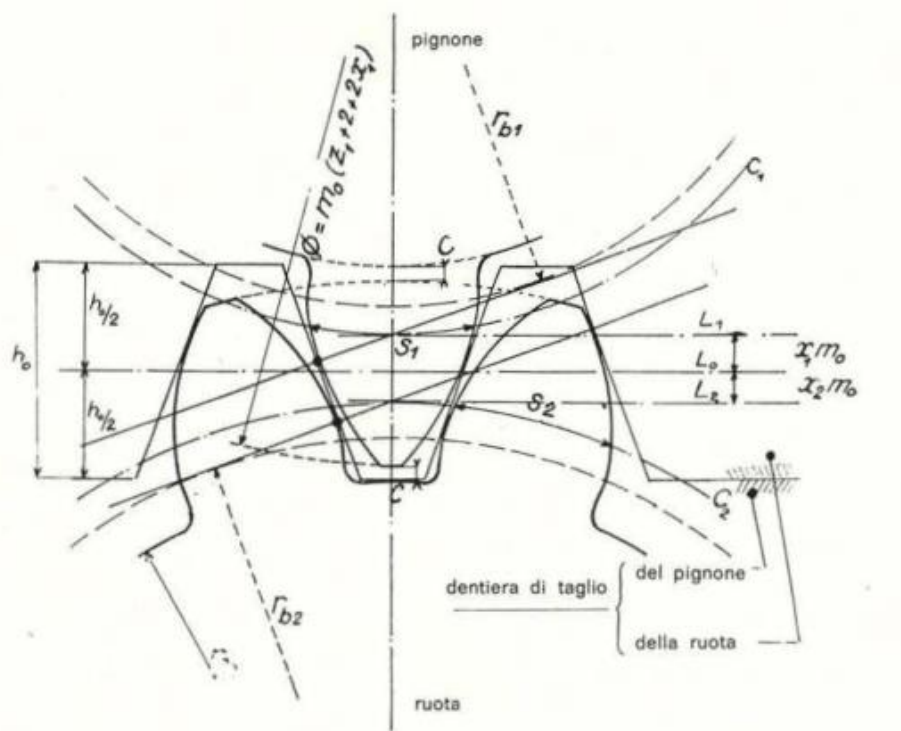


Figura 3.18: ingranaggio corretto con variazione di interasse: in questo caso $x_1 + x_2 > 0$, figura tratta da [18]

Va notato inoltre che lo spostamento influisce sulla forma dei denti, specialmente nelle ruote a basso numero di denti, come visibile in Figura 3.19. In particolare, spostamenti positivi implicano denti con base più larga e testa più a punta, mentre spostamenti negativi portano a denti con base più stretta e, dunque, meno resistenti.

| | $x = -0.6$ | $x = -0.3$ | $x = 0$ | $x = 0.3$ | $x = 0.6$ |
|----------|------------|------------|---------|-----------|-----------|
| $z = 14$ | | | | | |
| $z = 20$ | | | | | |
| $z = 50$ | | | | | |

Figura 3.19: effetto dello spostamento sulla forma dei denti, figura tratta da [18]

3.1.4 Tolleranze

Come per tutti i componenti meccanici, anche le ruote dentate sono caratterizzate da tolleranze, che ne influenzano prestazioni, fabbricazione, costi, etc. In tutti i progetti di ingranaggi è necessario tenere conto delle tolleranze, anche per quanto riguarda la loro influenza sugli organi associati, come alberi, cuscinetti, alloggiamenti etc. Bisogna specificare, però, che non tutti gli scostamenti dimensionali dai valori ideali influenzano direttamente le prestazioni. È compito dunque del progettista valutare con attenzione gli effetti di ogni tolleranza sulle prestazioni e sul costo, andando così a trovare la soluzione ottimale per la specifica applicazione. Le grandezze tollerate nelle ruote dentate sono, in misura prevalente, di lunghezza e di angolo, ma si usano tolleranze anche su misure di forza, ad esempio relative alla durezza del materiale utilizzato.

Le tolleranze sulle ruote dentate hanno effetti innanzitutto sulla fabbricazione e influenzano la scelta del metodo di costruzione, degli utensili di lavorazione, dei dispositivi di bloccaggio, delle attrezzature necessarie e delle tecniche di controllo. La scelta del metodo di costruzione, ad esempio con dentatrici a creatore, rettificatrici e stozzatrici, ha uno stretto legame con la qualità richiesta dal progetto della ruota. Una diretta conseguenza del metodo di fabbricazione è il costo totale di fabbricazione, che cresce al crescere della precisione delle tolleranze richieste. Tale crescita, tuttavia, è non lineare, ma ha due asintoti (Figura 3.20). Per tolleranze sempre meno stringenti i costi di fabbricazione tendono a un valore minimo, mentre per tolleranze tendenti a zero i costi totali salgono a livelli molto elevati, con un asintoto in corrispondenza di tolleranze dimensionali di circa $2,5 \mu\text{m}$ per la maggior parte delle ruote dentate [17].

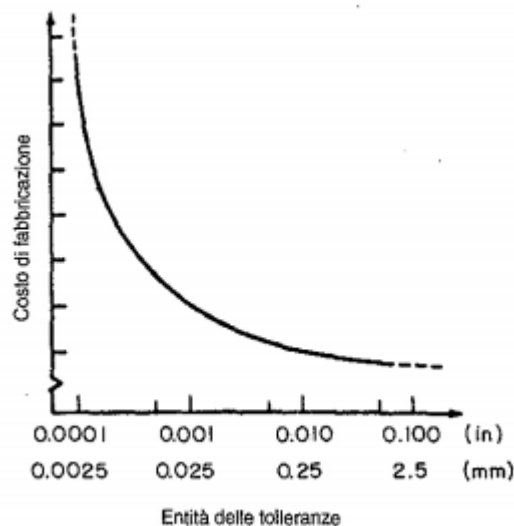


Figura 3.20: relazione qualitativa tra tolleranze e costi di fabbricazione delle ruote dentate, figura tratta da [17]

Alcune tolleranze influenzano anche la funzione delle ruote dentate, ovvero la trasmissione di potenza a velocità prestabilita, con determinate specifiche come entità del gioco, rumore, durata, etc. Esempi di queste tolleranze, dette funzionali, sono sull'errore di profilo, sullo spessore del dente e sulla durezza del materiale. In particolare, le dimensioni tollerate della dentatura (ovvero quelle di controllo, cioè misurate nel corso della fabbricazione) includono diametro di testa, larghezza di dentatura, oscillazione e finitura superficiale. Una dimensione citata in precedenza, ovvero lo spessore del dente, ha un'importanza particolare nel corretto funzionamento degli ingranaggi. L'effetto principale è quello sul gioco o sull'interferenza tra i denti che ingranano in esercizio. Esistono vari modi di misurare lo spessore del dente, ognuno influenzato in modo diverso dagli effetti

dell'oscillazione, degli errori di profilo e di passo, etc. Tra questi si nomina la misura dello spessore cordale, in cui si misura direttamente (con lo speciale strumento in Figura 3.21) lo spessore di un singolo dente.

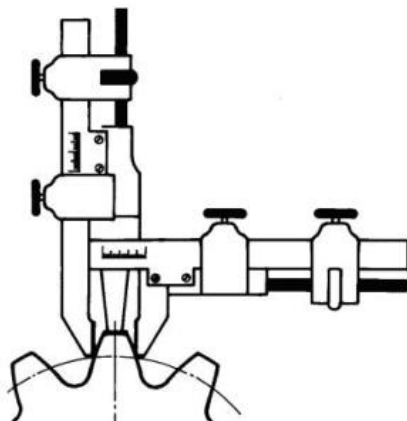


Figura 3.21: misura cordale dello spessore di un dente, figura tratta da [47]

Tale metodo è facilmente applicabile ma, al contempo, incline ad errori di misura e, dunque, poco affidabile. Si utilizzano spesso, pertanto, altri due metodi più precisi. Il primo è la misura della cosiddetta quota Wildhaber W , mostrata in Figura 3.22, ovvero la distanza (misurata da un micrometro a piattelli) tra i profili esterni di un gruppo di n denti (con n tipicamente 3 o 4).

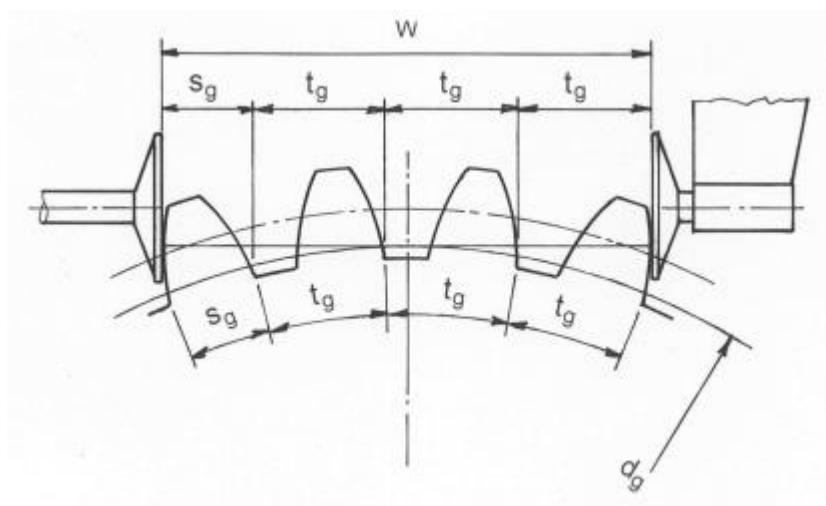


Figura 3.22: misura della quota Wildhaber su 4 denti, figura tratta da [44]

Esiste infatti una relazione geometrica tra la quota W e lo spessore del dente, che permette appunto di ricavare quest'ultimo. Le tolleranze vengono quindi applicate alla quota W , avendo una relazione biunivoca con le tolleranze sullo spessore del dente.

Tuttavia, non sempre è possibile effettuare questo tipo di misura, ad esempio in alcune ruote a denti elicoidali. Ciò accade quando i due piattelli del micrometro non sono in grado, geometricamente, di toccare contemporaneamente entrambi i fianchi dei denti (Figura 3.23).

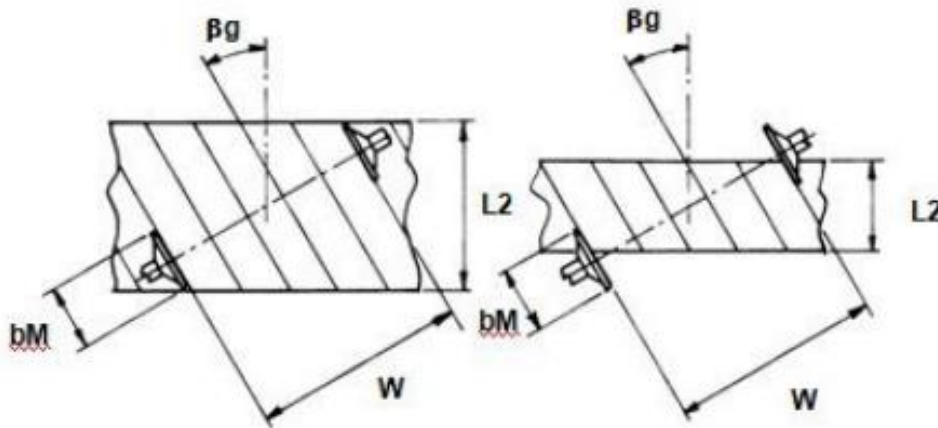


Figura 3.23: esempio di quota Wildhaber misurabile nel primo caso, ma non nel secondo, figura tratta da [44]

Quando ciò accade, risulta necessario imporre le tolleranze sulla cosiddetta quota rulli (o sfere), mostrata in Figura 3.24. Si tratta di un metodo di misura molto comune, in cui piccole variazioni di spessore del dente vengono amplificate dall'angolo di pressione della ruota. La misura viene fatta su due rulli (o sfere) posti in due vani opposti della ruota. Anche in questo caso esiste una relazione geometrica tra la quota rulli e lo spessore del dente, così come per le rispettive tolleranze. Va fatta attenzione al numero di denti z della ruota da misurare e all'eventuale angolo d'elica. Esistono infatti quattro diverse combinazioni di misura, analizzate in Tabella 3.1:

| | Denti dritti | Denti elicoidali |
|-------------|---|---|
| z pari | Quota rulli = quota sfere Ruota simmetrica, bastano 2 rulli (o 2 sfere) | Quota rulli = quota sfere Ruota simmetrica, bastano 2 rulli (o 2 sfere) |
| z dispari | Quota rulli = quota sfere Ruota asimmetrica, servono 3 rulli (o 3 sfere) | Quota rulli \neq quota sfere Ruota simmetrica, servono 3 rulli (o 3 sfere) |

Tabella 3.1: relazione tra quota sfere e quota rulli per ruote a denti dritti ed elicoidali e a numero di denti pari e dispari

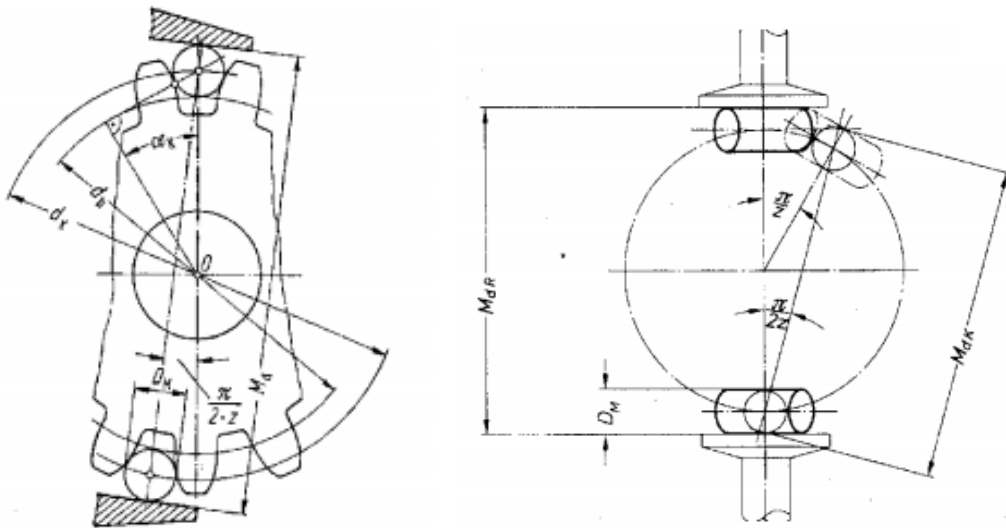


Figura 3.24: esempi di quota rulli su ruote con z pari e dispari, figure tratte da [55]

3.1.5 Taglio delle ruote cilindriche

La fabbricazione delle ruote dentate prevede cicli di lavorazione che sfruttano diversi tipi di macchinari per tagliare e finire i denti degli ingranaggi. Verranno esposti in questo paragrafo i metodi principali utilizzati allo stato attuale. Una lavorazione possibile, mostrata in Figura 3.25, è la fresatura di forma, impiegata sia per la sgrossatura che per la finitura di ruote cilindriche a denti dritti ed elicoidali. È un metodo applicato principalmente per la produzione di ruote dentate di ricambio o per piccoli lotti con forma dei denti speciale. Uno dei vantaggi di questa tecnica è il minor costo rispetto ad altri utensili per il taglio, così come la possibilità di realizzare forme del dente altrimenti irrealizzabili con i metodi per generazione che vedremo. Tuttavia, tra gli svantaggi bisogna segnalare che le frese di forma, a differenza di frese a creatore e pignoni utensili, non sono universali per una serie completa di denti. Inoltre, è possibile che alcune ruote, come quelle a denti elicoidali, richiedano frese appositamente progettate per lo specifico pezzo.

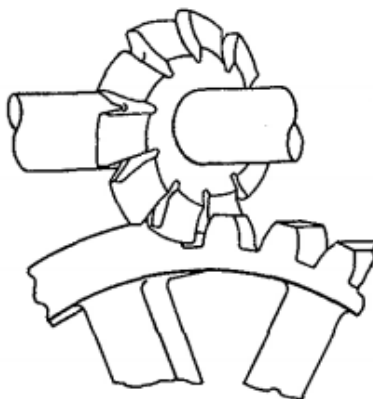


Figura 3.25: fresatura di forma per ruota a denti dritti, figura tratta da [17]

Un metodo più versatile e, di conseguenza, più economico è il taglio con fresa a creatore, mostrato in Figura 3.26. Grazie a tale utensile è possibile ottenere qualsiasi forma di dente esterno uniformemente spaziato attorno all'asse della ruota. L'operazione di taglio con creatore può precedere le lavorazioni di sbarbatura o rettifica, ma può anche essere essa stessa un'operazione di finitura. Un valore aggiunto di tale operazione, inoltre, risulta essere la facilità di regolazione, che consente la sua adattabilità alla produzione di piccoli lotti. Come accennato in precedenza, la versatilità è una caratteristica fondamentale di questa tecnologia. Una fresa a creatore di dato modulo, infatti, è in grado di tagliare tutte le ruote a denti dritti ed elicoidali con lo stesso modulo normale e lo stesso angolo di pressione.

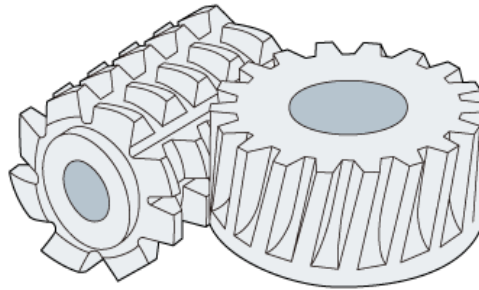


Figura 3.26: taglio con creatore, figura tratta da [43]

In aggiunta, con lo stesso creatore si ha la massima libertà sul numero di denti realizzabili e sull'angolo dell'elica. Le dentatrici a creatore consentono anche di realizzare operazioni speciali come, per esempio, bombature sui denti (Figura 3.27), variando l'interasse tra pezzo e utensile (cioè creando una correzione variabile lungo la larghezza della ruota).

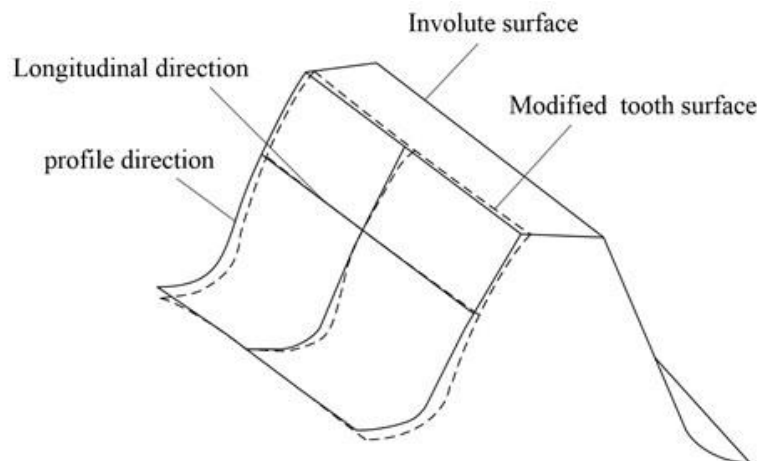


Figura 3.27: bombatura dente, tratta da [52]

Costruttivamente, il creatore altro non è che una vite senza fine con taglienti, sulla quale sono state ricavate delle gole [19]. Il taglio avviene per generazione: ciò significa che più denti vengono creati contemporaneamente per rimozioni successive di materiale con una serie di tagli, e non ciascuno singolarmente come nella fresatura di forma. Come mostrato in Figura 3.28, infatti, il grezzo viene progressivamente lavorato dai denti del creatore in posizioni successive leggermente diverse. L'insieme di tutti i tagli rettilinei produce il profilo ad evolvente del dente della ruota.

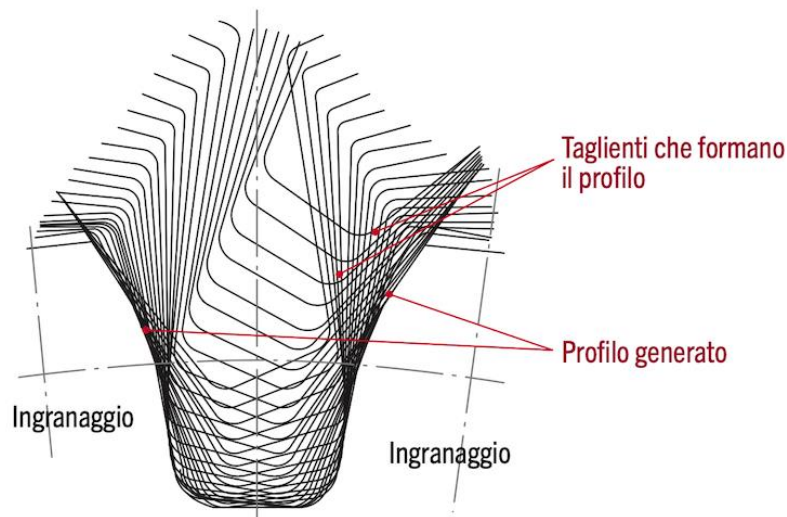


Figura 3.28: generazione del profilo a evolvente mediante creatore, figura tratta da [42]

In sintesi, questo metodo di taglio permette di produrre in modo continuativo ruote dentate entro tolleranze molto strette. Tale precisione di fabbricazione si ripercuote in modo positivo su molti requisiti fondamentali richiesti agli ingranaggi come, ad esempio, lunga durata ad usura e silenziosità. I limiti di questa operazione sono l'impossibilità di realizzare ruote coniche, ruote interne e particolari di pezzo che interferiscano con il creatore stesso.

Un ulteriore metodo di taglio per generazione è la stozzatura, in cui si utilizza un utensile che non è "a vite" come il creatore, ma "a pignone". Tale geometria permette di superare i limiti del creatore, potendo così realizzare anche ingranaggi interni. L'utensile ha l'aspetto di una ruota dentata cilindrica, con profili ad evolvente che, ingranando con il pezzo grezzo, gli conferiscono la geometria desiderata. I denti vengono realizzati asportando metallo grazie al moto alternato dell'utensile, mostrato in Figura 3.29.

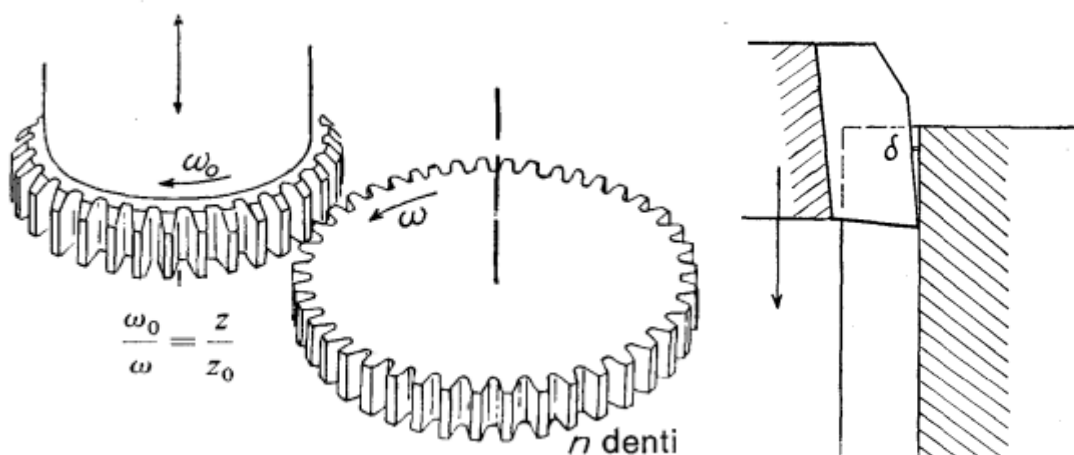


Figura 3.29: taglio della ruota mediante stozzatura, figura tratta da [19]

Per quanto riguarda la versatilità, la stozzatura è utilizzata per realizzare vari tipi di ruote: esterne, interne, a denti dritti ed elicoidali. Inoltre, grazie al processo di taglio, tale metodo permette di lavorare alberi con più ruote di pezzo e dentature vicine a spallamenti. Vi sono alcuni limiti per questa tecnologia, quali la lunghezza di taglio: alberi lunghi con ruote di pezzo sono particolarmente complicati da montare sulla macchina stozzatrice.

3.1.6 Rettifica

Il ciclo di fabbricazione delle ruote dentate può prevedere, tra le principali operazioni, anche quella di rettifica. Un trattamento termico molto comune, eseguito dopo il taglio, è la cementazione. Dopo tale trattamento di indurimento superficiale è necessaria un'asportazione di materiale con una mola abrasiva, per raggiungere le tolleranze richieste dallo specifico progetto, per le quali la rettifica ha pertanto un ruolo fondamentale. Il processo di rettifica è una lavorazione per asportazione di truciolo che utilizza un utensile con un elevato numero di taglienti ad alta durezza orientati in modo casuale (Figura 3.30): questo dà la possibilità di ottenere superfici di qualità elevata e tolleranze dimensionali piuttosto strette. Spessori del truciolo di meno di $1\ \mu\text{m}$ sono comuni in rettifica, mentre in operazioni di fresatura e tornitura si hanno spessori rispettivamente nell'ordine di $8 - 20\ \mu\text{m}$.

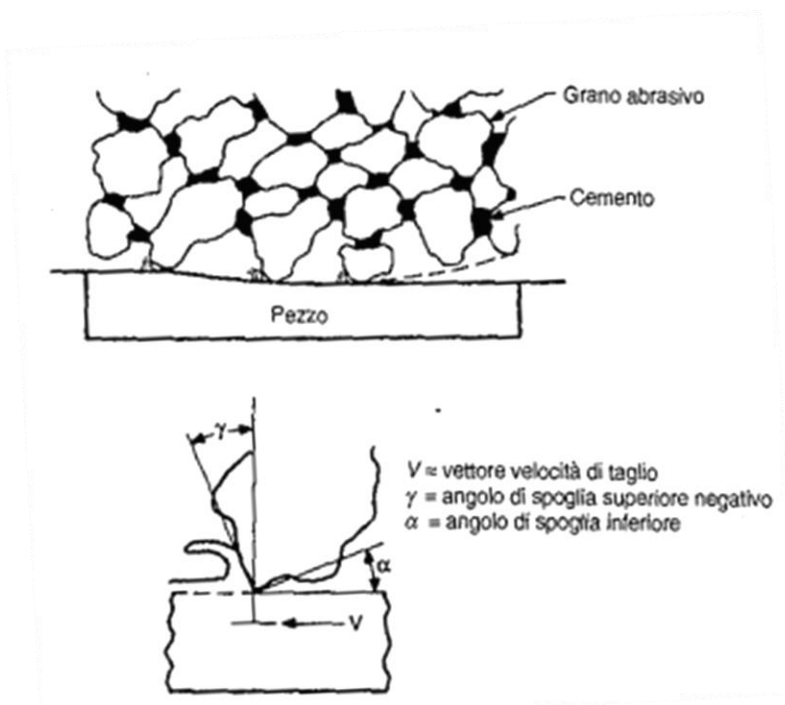


Figura 3.30: processo di rettifica con mola abrasiva, figura tratta da [17]

La rettifica influenza anche la geometria della dentatura nella fase precedente la rettifica stessa. La mola, infatti, di solito non rimuove uno strato di metallo di spessore costante lungo i fianchi e il piede del dente, per evitare un contatto frontale tra mola e piede del dente. Dunque, di solito si rettificano i fianchi dei denti soltanto fino a un certo punto del profilo: questo implica che nelle fasi precedenti si deve lasciare una quantità di sovrametallo maggiore nella parte da rettificare. Tale geometria è ottenibile grazie a creatori particolari, dotati di apposite protuberanze in testa in grado di generare gole di scarico al piede del dente. Questa procedura serve per evitare di lasciare uno scalino dove termina la superficie rettificata, che porterebbe a concentrazioni di tensione sul raggio di raccordo a fondo dente, da cui potrebbero nascere cricche (Figura 3.31).

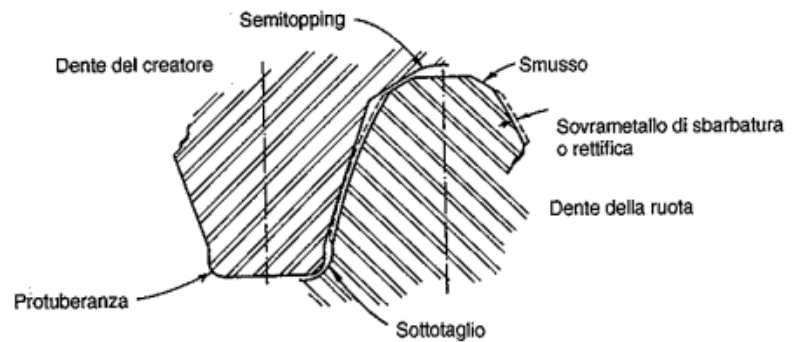
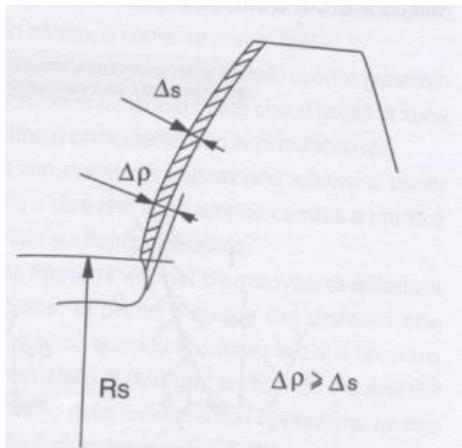


Figura 3.31: presenza di gradino a fondo dente, con rischio intensificazione tensioni. Soluzione con protuberanza su creatore. Figure tratte da [41] e [17]

3.1.7 Lubrificazione

Negli organi di trasmissione di potenza, come gli ingranaggi e i riduttori, i lubrificanti hanno varie funzioni, tra cui quella di ridurre il coefficiente d'attrito tra gli elementi striscianti, facilitare gli scambi termici trasferendo il calore generato verso le pareti esterne e assicurare la protezione contro l'infiltrazione di agenti corrosivi come polveri [20]. Date queste funzioni di primaria importanza per il corretto funzionamento, i lubrificanti sono parte integrante di tutte le trasmissioni e richiedono quindi uno studio adeguato. In generale, vengono usati diversi metodi per la lubrificazione e il raffreddamento degli ingranaggi. Il più utilizzato, detto lubrificazione a bagno d'olio, prevede che la ruota dentata affondi in una riserva d'olio presente sul fondo del riduttore, gettandolo successivamente sugli altri organi come i cuscinetti. Non sempre, però, questo metodo è adeguato. In caso di carichi e velocità molto elevati, infatti, si rende necessaria una modalità di raffreddamento più efficiente per evitare un cedimento prematuro. Tra le varie cause di cedimenti possibili si citano qui il grippaggio, la fatica superficiale e la rottura del dente. Spesso la principale causa di questi cedimenti è proprio il surriscaldamento del dente, dovuto ad un raffreddamento inadeguato da parte del sistema di lubrificazione. Esiste anche la lubrificazione a getto d'olio, o forzata, cioè indirizzata direttamente, per mezzo di una pompa, nella zona di accesso o di recesso dell'ingranamento. Nel primo caso (accesso) si hanno perdite per agitazione che riducono sensibilmente il rendimento dell'ingranaggio, mentre nel secondo (recesso) il raffreddamento non è ottimale, in quanto la penetrazione dell'olio verso il piede del dente è insufficiente. Visti i limiti dei metodi appena citati, si usa a volte una terza modalità di raffreddamento del dente, che prevede un getto d'olio radiale a velocità sufficientemente elevata.

A livello industriale si distinguono due tipi di lubrificanti: quelli minerali, derivanti dal petrolio, e quelli sintetici, composti da idrocarburi sintetici. In aggiunta, i lubrificanti possono essere classificati in base a diversi fattori, quali la modalità di produzione (ad esempio per distillazione del petrolio), i tipi di impiego (oli per trasmissioni, per turbine etc.), la struttura molecolare (composti alifatici a catena aperta, aromatici a catena chiusa o miscele di tali composti), la presenza di additivi (a base di cloro, fosforo o zolfo), etc.

Una caratteristica fondamentale dei lubrificanti è la viscosità, definita come la resistenza allo scorrimento relativo tra gli strati del fluido in esame. Con riferimento allo schema di Figura 3.32, per spostare una sezione di fluido (di spessore dy infinitesimo), rispetto ad un'altra, con velocità relativa dv , è necessario applicare uno sforzo di taglio pari a:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (3.6)$$

Tale valore risulta pertanto inversamente proporzionale alla distanza dy tra le due sezioni considerate e direttamente proporzionale ad un coefficiente μ , detto viscosità dinamica (espressa in Ns/m^2 o in Pa s). Se tale coefficiente è costante in tutte le direzioni e indipendente dalla velocità, come accade di solito nei lubrificanti, il fluido è detto newtoniano.

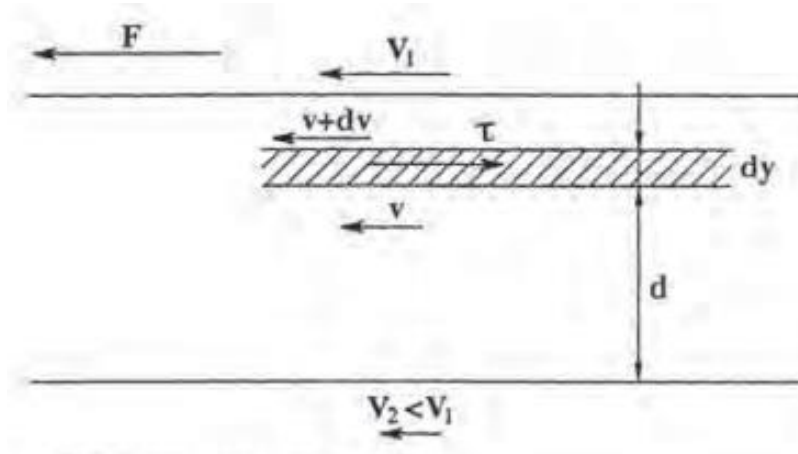


Figura 3.32: definizione di viscosità, figura tratta da [20]

Oltre alla viscosità dinamica esiste anche la viscosità cinematica ν (espressa generalmente in mm^2/s o *centistoke*, cSt), definita dal rapporto tra μ e la densità δ del fluido:

$$\nu = \frac{\mu}{\delta} \quad (3.7)$$

Un parametro che influenza notevolmente il valore di viscosità cinematica è la temperatura del fluido. La Figura 3.33 mostra il rapporto tra questi due parametri per un lubrificante con coefficiente caratteristico m pari a 3,301. Tale valore, detto anche costante di Ubbelohde, può essere espresso secondo la funzione:

$$m = \frac{\log \log(\nu_1 + 0,8) - \log \log(\nu_2 + 0,8)}{\log T_2 - \log T_1} \quad (3.8)$$

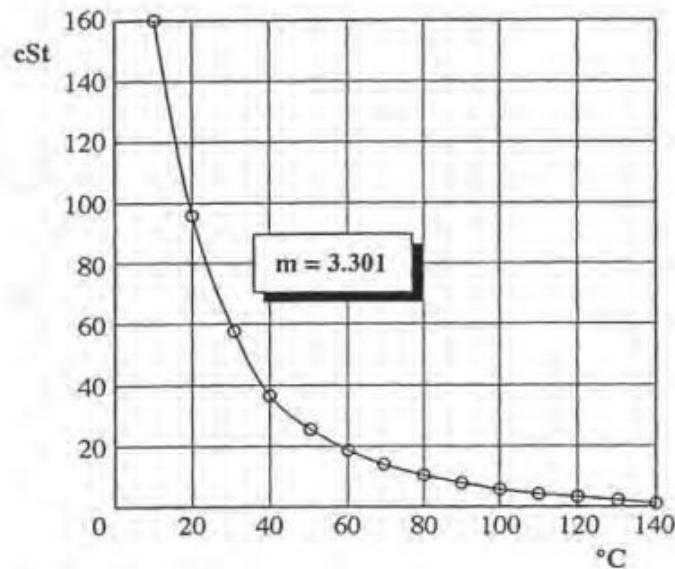


Figura 3.33: variazione della viscosità cinematica del lubrificante in funzione della temperatura, figura tratta da [20]

In questo modo, nota la viscosità ad una fissata temperatura T_1 e il coefficiente m (supposto costante), è possibile calcolare la viscosità ad una qualsiasi temperatura T_2 . Gli oli comunemente utilizzati nelle trasmissioni meccaniche hanno valori di m compresi tra 3,2 e 3,6. Gli oli sintetici, invece, essendo meno sensibili alle variazioni di temperatura, hanno valori di m più bassi.

Un altro parametro che influenza la viscosità dei lubrificanti è la pressione. Tale influenza è più ridotta rispetto a quella della temperatura ma, data la possibilità di raggiungere pressioni molto elevate, è da tenere comunque in considerazione.

In linea generale, la scelta del lubrificante più adatto alla specifica applicazione è un compromesso tra capacità di riduzione dell'attrito e proprietà di raffreddamento. Altri parametri a cui fare attenzione in fase di progetto sono la temperatura di esercizio e la velocità di strisciamento dei denti, ovvero la velocità periferica sul diametro primitivo. Tra i lubrificanti sintetici e gli oli minerali, i primi risultano più stabili, di maggiore durata e con un range di temperatura più ampio. Tali vantaggi, però, non sono sempre sufficienti: talvolta, infatti, possono essere presenti incompatibilità chimiche pericolose con altri lubrificanti. Bisogna anche evitare che il lubrificante scelto sia chimicamente aggressivo sui materiali e rivestimenti usati.

Il regime di lubrificazione presente negli ingranaggi è detto elastoidrodinamico (EHD), in quanto il rapporto λ tra lo spessore del velo lubrificante e la rugosità è > 2 . In questo caso si ha lubrificazione idrodinamica completa e non si verifica contatto tra i denti che ingranano (Figura 3.34). Quando invece $1 < \lambda < 2$ la lubrificazione è detta mista e le asperità presenti sulle superfici possono toccarsi, andando a creare un contatto intermetallico, ovviamente dannoso. Un ulteriore peggioramento delle condizioni si ha nella lubrificazione limite, quando $\lambda < 1$, in cui il contatto tra i metalli è dominante e lo spessore d'olio è minimo.

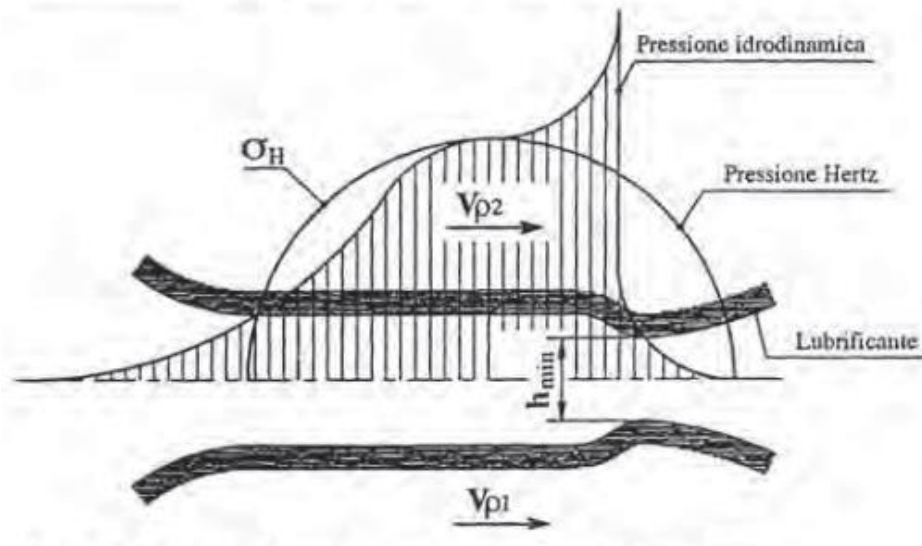


Figura 3.34: regime elastoidrodinamico (EHD) con picco di pressione dove lo spessore di lubrificazione è minimo, figura tratta da [20]

3.1.8 Rendimento

Nella trasmissione di potenza tra ruote dentate, sono presenti due componenti di moto: rotolamento e strisciamento. Il rendimento di un ingranaggio è proprio legato all'entità di queste due componenti. In particolare, maggiore è lo strisciamento nell'azione di ingranamento e minore sarà il rendimento della trasmissione. Ingranaggi ad assi sghembi, come per esempio quelli a vite, sono caratterizzati da un'azione d'ingranamento assimilabile a un moto di strisciamento. Come conseguenza, le perdite per attrito in questo tipo di accoppiamento risultano maggiori di quelle degli ingranaggi ad assi paralleli, in cui invece il moto di rotolamento prevale su quello di strisciamento.

In linea generale, una caratteristica degli ingranaggi è la capacità di trasmettere potenza in modo molto efficiente: sono comuni valori di rendimento intorno al 98% o anche maggiori. Il problema delle perdite per attrito, seppur piccole, risiede però nella conseguente generazione di calore, che è fondamentale dissipare in modo efficiente. Dal punto di vista teorico, il rendimento di ingranaggi cilindrici dipende dal coefficiente d'attrito medio f tra i denti, dall'angolo d'elica β (che è 0 per denti dritti), dall'angolo di pressione α e dalle velocità di strisciamento specifiche in fase di accesso e recesso dell'ingranamento (rispettivamente v_a e v_r):

$$\eta = 1 - \frac{f \cos^2 \beta (v_a^2 + v_r^2)}{2\alpha(v_a + v_r)} \quad (3.9)$$

Per gli ingranaggi paralleli, utilizzati in questo progetto, lo studio teorico del rendimento non è strettamente necessario, essendo il rendimento di solito già soddisfacente e data l'incertezza nel coefficiente d'attrito. Valori pratici del rendimento sono dell'ordine di 99,2 – 99,5 % per dentature di precisione, 98,5 – 99 % per dentature di buona qualità e 97,5 – 98 % per dentature di mediocre qualità. Anche il modulo m influisce sul rendimento, perché le velocità di strisciamento specifiche v_a e v_r dipendono anche da esso. Il rendimento aumenta al diminuire del modulo, che deve però essere compatibile con le condizioni di resistenza dell'ingranaggio.

Da un confronto tra differenti tipi di dentature emerge che il rendimento è migliore nel caso di dentature elicoidali rispetto a quelle dritte. Lo stesso si può dire degli ingranaggi interni nei confronti di quelli esterni: ciò è dovuto alle velocità di strisciamento ridotte e alla conseguente riduzione delle perdite per attrito.

3.1.9 Cedimenti

Come tutti gli organi preposti alla trasmissione del moto, anche le ruote dentate sono sottoposte a tensioni che possono portare al cedimento. Ci sono tantissimi tipi di cedimenti, alcuni molto comuni e altri più rari. Verranno analizzate in questo capitolo le tre principali modalità di danneggiamento: fatica a flessione, fatica superficiale e grippaggio. Nel progetto di un ingranaggio, spesso ci si può concentrare solo sulla fatica flessionale e su quella superficiale, cautelandosi di conseguenza anche contro la maggior parte degli altri modi di cedimento.

La prima modalità di rottura è per flessione del dente (Figura 3.35), che avviene quasi sempre a fatica, ma può avvenire anche a causa di un eccessivo sovraccarico istantaneo. Se si pensa ad applicazioni critiche come quelle in campo aeronautico e aerospaziale, risulta evidente che l'interruzione della trasmissione di potenza dovuta alla rottura di un dente può portare a conseguenze catastrofiche. Per questo motivo il coefficiente di sicurezza viene tenuto più elevato rispetto ad altri tipi di cedimento che non interrompono la trasmissione di potenza. In particolare, la zona più critica è quella a fondo dente, detta piede del dente. Qui si ha la massima sollecitazione flessionale, insieme a sforzi normali e di taglio. In questa zona, inoltre, è presente un effetto di intensificazione delle tensioni, causato dall'intaglio al piede, dipendente dal raggio di raccordo.

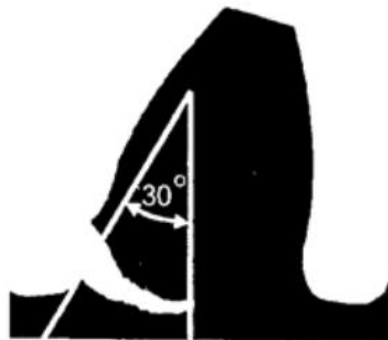


Figura 3.35: rottura a flessione di un dente, figura tratta da [48]

La forza F_n scaricata su ogni ruota è ripartita sul numero di denti in presa contemporaneamente. La ripartizione, però, non è in parti uguali, ma dipende dalle rigidità dei singoli denti. Si tratta infatti di un problema di tipo iperstatico, continuamente variabile nel tempo a causa dei differenti punti di applicazione della forza sul fianco del dente. Se il cedimento avviene in modo progressivo, si parla di fatica flessionale. È una modalità di danneggiamento che si sviluppa in tre stadi: nucleazione della cricca, propagazione della cricca e frattura. Le prime due fasi sono nettamente più lunghe rispetto alla terza, in cui avviene una rottura di schianto quando la sezione resistente diventa insufficiente. La fatica flessionale può essere di due tipi: a basso o ad alto numero di cicli. Nel primo caso si verificano deformazioni plastiche macroscopiche ad ogni ciclo e il numero di cicli prima della rottura è tra 1000 e 10000. Inoltre, la fase di nucleazione è più breve di quella di propagazione e può avvenire sia all'interno del dente, sia sulla superficie. Nel caso di fatica ad alto numero di cicli, invece, gli sforzi si mantengono al di sotto della tensione di snervamento del

materiale. Questo tipo di cedimento è il più diffuso tra le rotture per fatica flessionale e tende a manifestarsi nel raccordo di piede, come visto in precedenza. Al contrario della fatica a basso numero di cicli, in questo caso la fase di nucleazione prevale su quella di propagazione.

Esistono varie operazioni utili a migliorare la resistenza a flessione dei denti. Innanzitutto, si può aumentare lo spessore dei denti, per esempio adottando uno spostamento positivo del profilo ($x > 0$). Questa operazione causa un incremento della sezione resistente, ma può anche ridurre il numero di denti in presa contemporaneamente, aumentando così gli sforzi sul singolo dente ed è dunque necessario trovare una soluzione di compromesso. Un altro accorgimento utile è la diminuzione dell'effetto intaglio al piede del dente, prevedendo un raggio di raccordo al piede più elevato, fino ad avere un raccordo pieno, come mostrato in Figura 3.36, ovvero con il fondo del dente dato da una curva continua ad arco di cerchio.

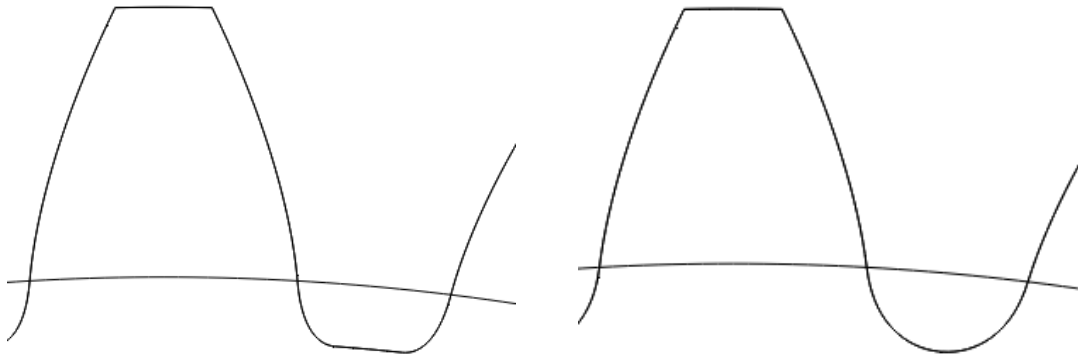


Figura 3.36: raggio di raccordo a fondo dente e raggio pieno, figura realizzata con il software KISSsoft

In questo caso, però, bisogna fare attenzione al tratto di profilo a evolvente eliminato con questa lavorazione. Non si può permettere infatti che l'ingranamento avvenga lungo il raggio di raccordo, anziché in corrispondenza del profilo a evolvente. Un ulteriore miglioramento della resistenza a fatica è dato dai trattamenti superficiali, come cementazione e nitrurazione, così come trattamenti che inducono tensioni residue di compressione, quali la pallinatura.

Una seconda modalità di cedimento è il *pitting* (vaiolatura) o fatica da contatto (Figura 3.37). Essendo un fenomeno di fatica superficiale, si presenta non solo su ingranaggi, ma anche su cuscinetti e altri componenti in acciaio soggetti a pressione di contatto variabile nel tempo, anche mediata da

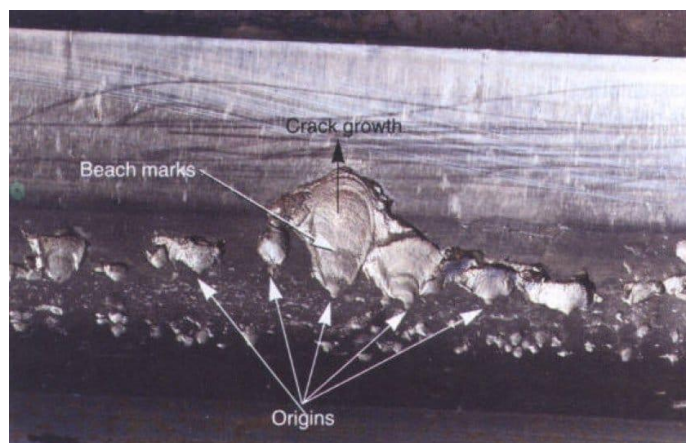


Figura 3.37: danneggiamento di una ruota dentata per pitting, figura tratta da [40]

lubrificante. A differenza di quanto visto nella rottura per flessione del dente, il *pitting* è parzialmente accettabile, almeno fino a una certa misura, perché non compromette la trasmissione di potenza attraverso gli ingranaggi.

Come già detto, è un fenomeno di fatica, dunque progressivo, in cui la cricca si genera sulla superficie del dente o immediatamente al di sotto, per poi propagarsi parallelamente alla superficie del dente e, infine, verso la superficie esterna. Quando la cricca è cresciuta a sufficienza, si distacca un pezzetto di materiale superficiale, andando a formare i tipici crateri, chiamati *pit*. Per limitare le sollecitazioni nello strato superficiale e sub-superficiale è necessario limitare la pressione di contatto. In seguito all'unione di più crateri si verifica il cosiddetto *spalling*: in questo caso estremo i crateri, unendosi tra loro, vanno a coprire una quota considerevole della superficie del fianco del dente. Per migliorare la capacità di carico a *pitting* è necessario conoscere la teoria di Hertz sul calcolo delle pressioni di contatto tra due solidi deformabili. Alcuni accorgimenti utili possono essere aumentare il raggio di curvatura relativo delle superfici interessate, applicare spostamenti di profilo positivi ($x > 0$) e aumentare il rapporto di condotta, andando così a ripartire meglio il carico tra i denti in presa. Così come per la resistenza a flessione, anche in questo caso risultano utili i trattamenti di indurimento superficiale. Allo stesso modo, per aumentare il coefficiente di sicurezza si possono adottare materiali con elevata qualità di lavorazione e, quindi, a bassa rugosità superficiale sul fianco del dente.

L'ultimo tipo di cedimento che viene trattato in questo capitolo è il grippaggio. Esso consiste in una saldatura repentina di due punti delle ruote ingrananti, dovuta all'elevata pressione di contatto e non impedita dal velo di lubrificante, insufficiente a tenere separate le superfici dei denti. In seguito a tale saldatura, a causa del movimento relativo si verifica uno strappo di una parte di materiale da un dente che si incolla all'altro dente. Successivamente, questa parte di materiale depositato, avendo elevata durezza, asporta altro materiale a sua volta.

Tale fenomeno è dovuto alla mancata separazione tra i fianchi dei denti ingrananti. Per la teoria elastoidrodinamica (capitolo 3.1.7), la viscosità del lubrificante intrappolato tra i denti aumenta fortemente a causa della forza scambiata tra i denti a contatto. L'aumento di viscosità incrementa la capacità di trasmettere la pressione tra le superfici dei denti, creando un velo che tiene separati i due denti. La viscosità, però, cala all'aumentare della temperatura. Ciò significa che i livelli di temperatura (media e istantanea) devono rimanere al di sotto di un certo limite per evitare la rottura del film di lubrificante e scongiurare il pericolo di grippaggio.

Essendo un fenomeno di grave adesione, che causa trasferimento di materiale da un dente all'altro, il grippaggio si presenta come una serie di striature in direzione radiale sui denti interessati, come mostrato in Figura 3.38.

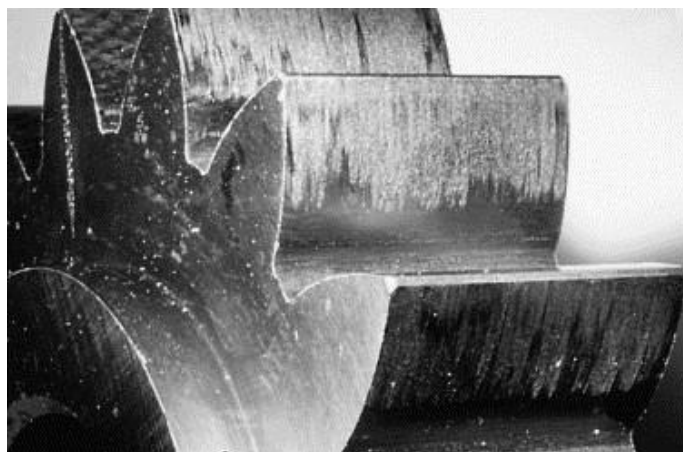


Figura 3.38: esempio di grippaggio su una ruota a denti dritti, figura tratta da [54]

3.1.10 Gioco e interferenza

Come in altri accoppiamenti tra organi meccanici, quali ad esempio i collegamenti albero-mozzo, anche nelle ruote dentate esiste la possibilità di avere gioco o interferenza. Nel caso di un ingranaggio “ideale”, infatti, quando un dente si trova nel vano della ruota coniugata, entrambi i fianchi del dente in presa della prima ruota sono a contatto con altri due fianchi della seconda. In realtà, in un ingranaggio reale, quando due fianchi attivi sono a contatto, gli altri due sono separati da una certa distanza, cioè il gioco. In particolare, vengono definiti diversi tipi di gioco, tutti comunque legati tra loro: gioco normale, circonferenziale e radiale. Il primo valore considera la distanza in direzione perpendicolare ai fianchi, come in Figura 3.39, il secondo quella lungo la circonferenza primitiva e il terzo lungo la retta congiungente i centri delle ruote. Esiste poi anche il gioco angolare, ovvero l'angolo di rotazione ammissibile di una ruota quando l'altra è mantenuta ferma.

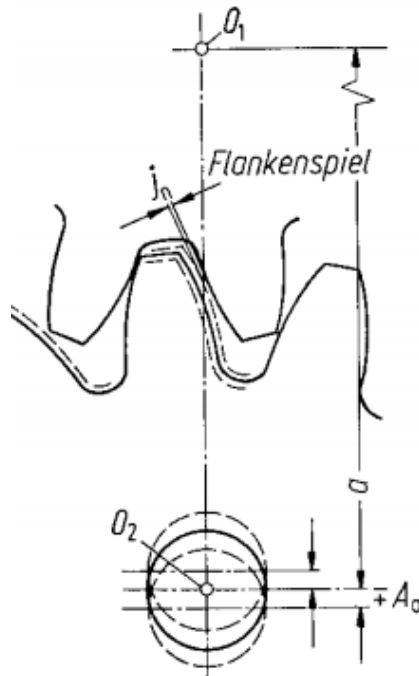


Figura 3.39: gioco normale tra i fianchi dei denti, figura tratta da [55]

La condizione di gioco positivo è l'unica possibile per il corretto funzionamento dell'ingranaggio. Tale gioco si ottiene diminuendo lo spessore dei denti e aumentando l'interasse tra le ruote. A sua volta, la riduzione dello spessore dei denti è ottenuta avvicinando l'utensile alla ruota in lavorazione, ovvero con uno spostamento negativo ($x < 0$). Tale spostamento, detto di fabbricazione (x_E), è inferiore a quello teorico, il che causa la diminuzione anche del diametro di piede della ruota in lavorazione. Se poi l'utensile usato è di tipo *topping*, ovvero effettua contemporaneamente anche la lavorazione del diametro esterno della ruota, diminuisce anche il diametro di testa.

Esistono due tipi di interferenza tra due ruote. La prima, detta interferenza primaria, avviene quando la testa di un dente ingrana con la zona a piede dente della ruota coniugata, in cui l'evolvente non è presente, ma vi è il raccordo con la circonferenza di piede (Figura 3.40). In questo caso avviene una compenetrazione tra i denti, con conseguente funzionamento irregolare e rapida usura. La condizione per evitare interferenza è che il numero di denti per entrambe le ruote sia maggiore di un certo limite inferiore, che dipende dal rapporto di trasmissione e dall'angolo di pressione (vedi equazione 3.1). A titolo di esempio, in caso di accoppiamento pignone-dentiera con angolo di

pressione pari a 20° , il minimo numero di denti per evitare l'interferenza è 18. All'estremo opposto, invece, in caso di ruote con diametro uguale ($\tau = 1$) si arriva a un limite inferiore di 13 denti.

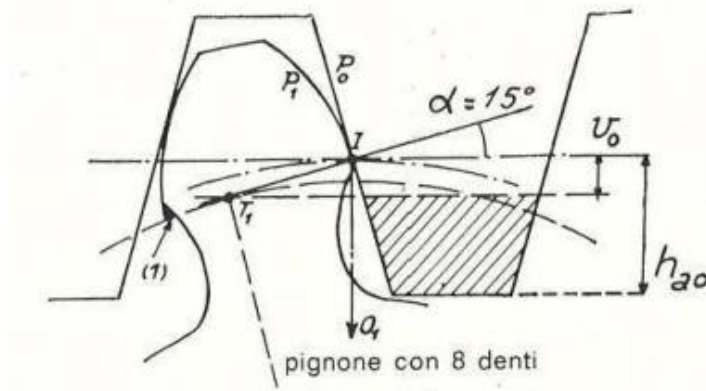


Figura 3.40: interferenza primaria nel taglio di un pignone con basso numero di denti mediante dentiera, figura tratta da [18]

Si parla poi di interferenza secondaria negli ingranaggi interni. Ciò si verifica quando il contatto tra pignone e ruota interna avviene su punti esterni alla retta d'azione. Tale fenomeno si presenta in particolare quando le due ruote hanno una differenza nel numero di denti troppo piccola. I valori limite di questa differenza possono essere ricavati dal grafico di Figura 3.41, in funzione dell'angolo di pressione α e dell'addendum y . Ad esempio, nel caso di ruote con proporzionamento normale e angolo di pressione pari a 20° , l'interferenza secondaria avviene nel caso in cui $z_2 - z_1 < 8$.

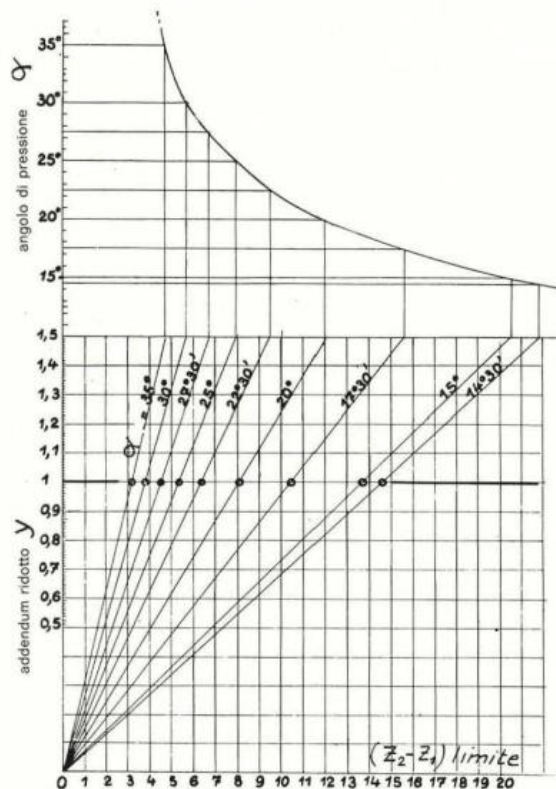


Figura 3.41: grafico per la determinazione del valore minimo $(z_2 - z_1)$ per evitare interferenza secondaria, figura tratta da [18]

3.1.11 Strisciamento

Quando due ruote ingranano tra loro, il contatto tra due denti avviene teoricamente sulla retta d'azione in corrispondenza di un punto che cambia istante per istante. Tale punto (M nella Figura 3.42), in comune a entrambe le ruote in rotazione, dovrà avere una velocità tangenziale pari a:

$$v_1 = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = v_2 \quad (3.10)$$

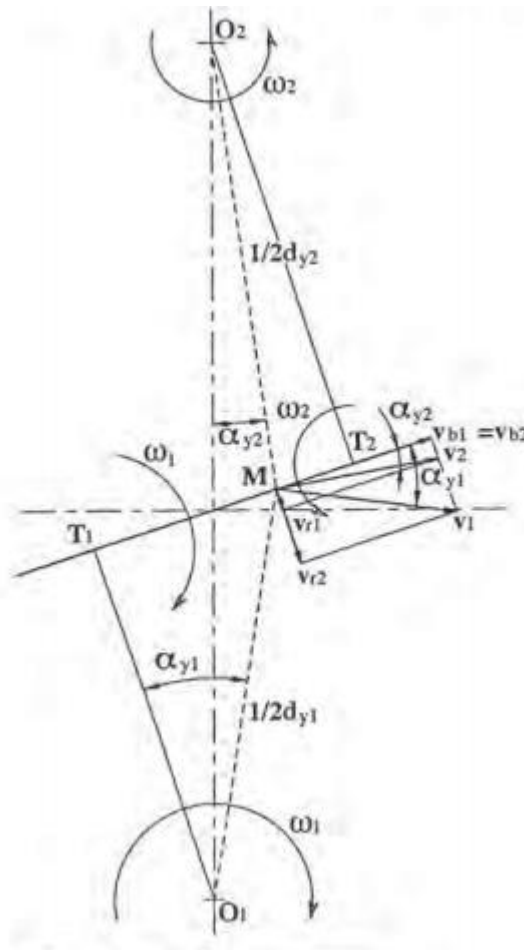


Figura 3.42: strisciamenti del punto di contatto, figura tratta da [20]

Tuttavia, a meno che il punto non si trovi lungo la congiungente i due centri le due velocità (considerando il punto di contatto rispettivamente solidale alla prima o alla seconda ruota) non possono avere la stessa direzione. Avviene dunque uno strisciamento lungo i fianchi dei denti, ovviamente dannoso sia dal punto di vista del funzionamento, sia per l'usura dei materiali. In particolare, per gli ingranaggi si parla di strisciamento specifico ξ , ovvero il rapporto tra la velocità di strisciamento v_r (normale alla retta d'azione) e la velocità in direzione tangente alla forma del dente. Tale parametro, il cui andamento è mostrato in Figura 3.43, risulta particolarmente utile per valutare l'usura delle ruote dentate. Un metodo per distribuire in modo più uniforme l'usura consiste proprio nell'equilibrare gli strisciamenti specifici e renderli il più uniformi possibile.

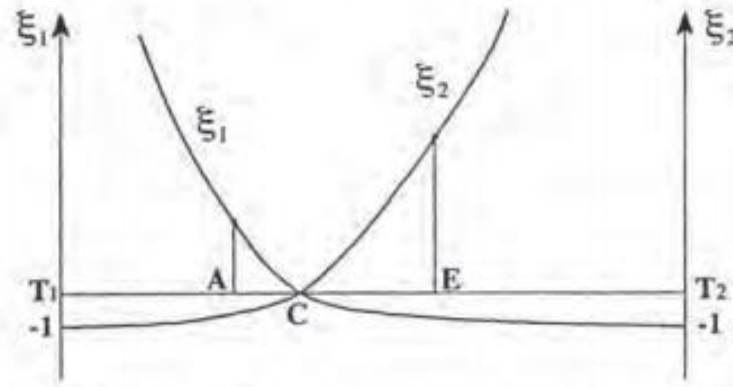


Figura 3.43: strisciamento specifico ξ di due ruote esterne, dove ξ_1 indica lo strisciamento sulla ruota 1 e ξ_2 quello sulla ruota 2, figura tratta da [20]

Si può notare che in C, dove il contatto avviene sulla circonferenza primitiva, lo strisciamento specifico si annulla, proprio perché è l'unico punto di puro rotolamento. Detti A ed E i punti di inizio e fine contatto (rispettivamente), si nota inoltre che all'inizio dell'ingranamento lo strisciamento specifico è massimo sulla ruota conduttrice, mentre alla fine è massimo sulla ruota condotta. Un esempio di ottimizzazione dello strisciamento specifico è mostrato in Figura 3.44, in cui, modificando i parametri di correzione delle due ruote, si è ottenuto uno strisciamento specifico più omogeneo.

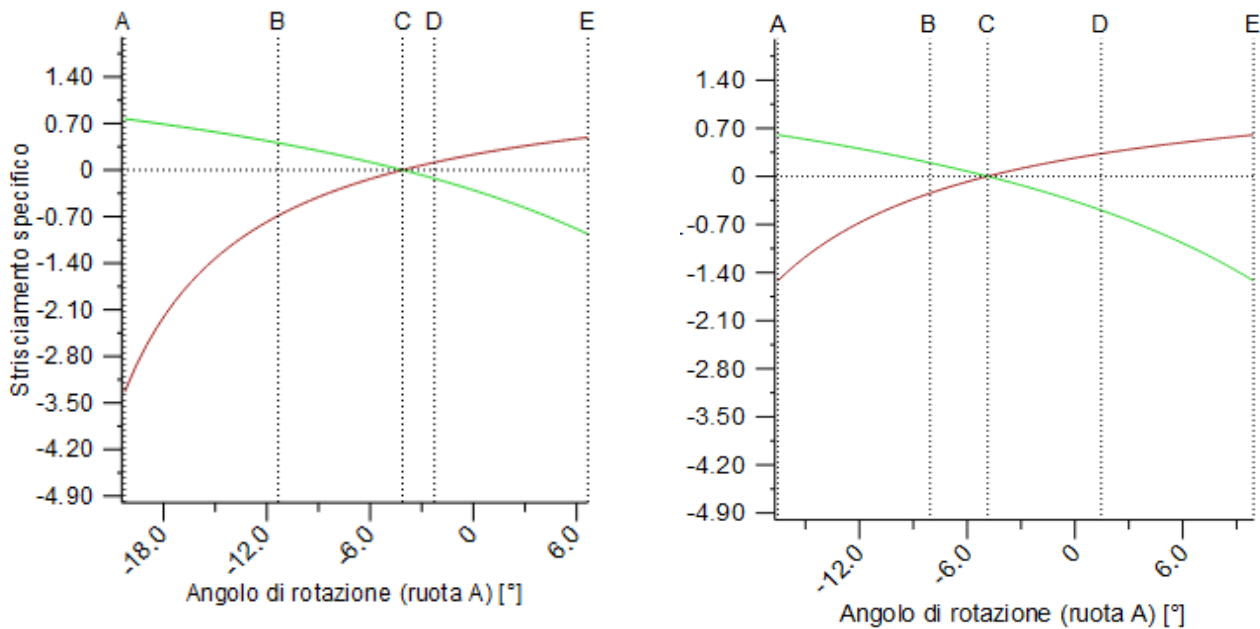


Figura 3.44: esempio di ottimizzazione dello strisciamento specifico su due ruote esterne, figure realizzate con il software KISSsoft

3.2 Trasmissioni nei veicoli

I veicoli presenti sul mercato oggi, a propulsione termica, elettrica o ibrida, possiedono tutti un sistema di riduzione della velocità angolare tra motore e ruote. La trasmissione serve per sviluppare la potenza disponibile attraverso una coppia motrice e una velocità variabili a seconda delle condizioni istantanee. Con una potenza massima disponibile del motore P_{max} e una velocità su strada pari a v , la cosiddetta iperbole di trazione ideale $F_{Z,Aid}$ e l'iperbole di trazione effettiva $F_{Z,Ae}$ possono essere calcolate nel modo seguente [21]:

$$F_{Z,Aid} = \frac{P_{max}}{v} \quad (3.11)$$

$$F_{Z,Ae} = \frac{P_{max}}{v} \mu_{tot} \quad (3.12)$$

Dunque, se la potenza massima del motore P_{max} fosse disponibile a qualsiasi velocità, ne risulterebbe l'iperbole di trazione mostrata in Figura 3.45. Per quanto riguarda il caso dei motori a combustione interna, però, per una marcia si può raggiungere la potenza massima solo in corrispondenza di un preciso numero di giri. Risulta quindi chiaro il problema di questa tipologia di propulsore, che necessita di una trasmissione a rapporto di riduzione variabile. In aggiunta, a basse velocità, la trazione massima tra pneumatici e asfalto è limitata dal coefficiente di attrito, che limita la potenza esprimibile nelle prime fasi di accelerazione.

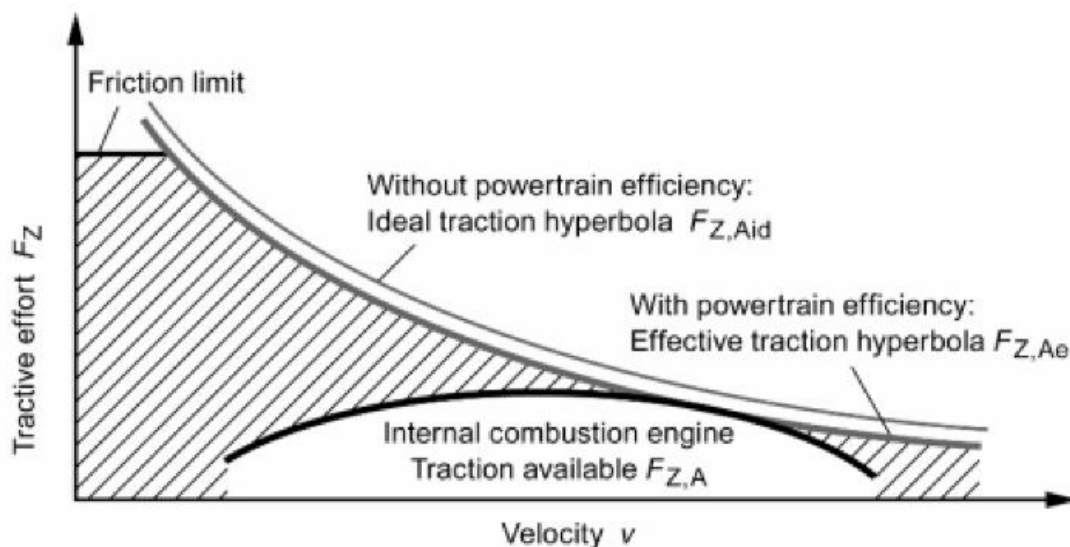


Figura 3.45: iperbole di trazione per veicolo a combustione interna senza cambio di velocità, figura tratta da [21]

L'intera area tratteggiata non può quindi essere utilizzata senza ulteriori organi interposti tra motore e ruote. Ne consegue che è necessario prevedere più rapporti di riduzione, per avvicinare il più possibile la caratteristica meccanica del motore a combustione all'iperbole di trazione ideale, come in Figura 3.46:

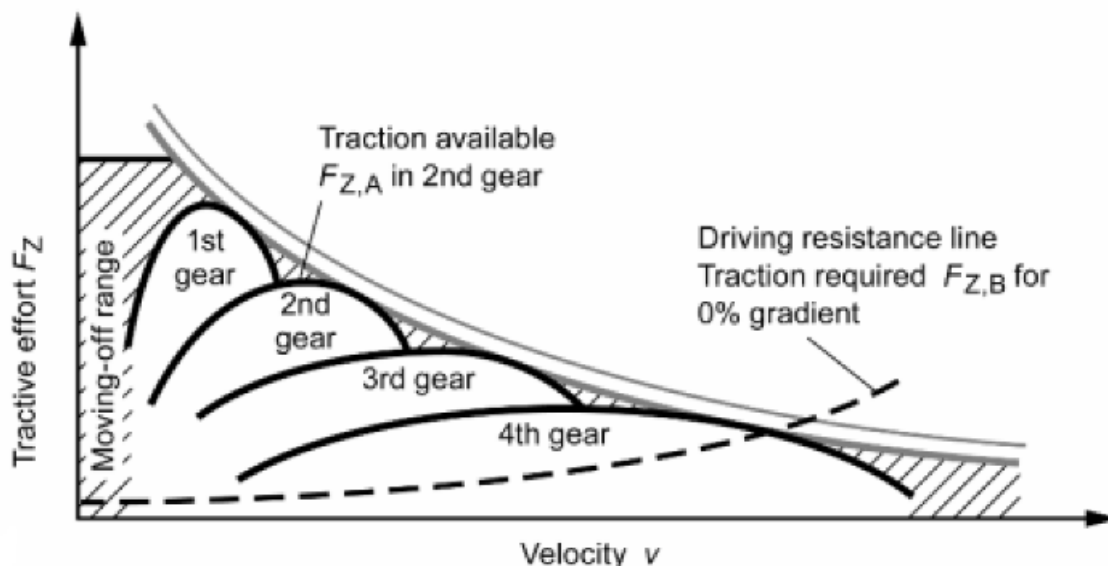


Figura 3.46: iperbole di trazione per veicolo a combustione interna con cambio di velocità a 4 rapporti, figura tratta da [21]

L'adozione di più marce fornisce un'approssimazione sempre migliore dell'iperbole di trazione, ma il progetto della trasmissione diventa al contempo più complicato e oneroso. Un altro limite del motore a combustione interna è l'impossibilità di erogare coppia a velocità nulle. Tale inconveniente viene superato con l'adozione di una frizione in grado di disaccoppiare motore e trasmissione, che permette quindi al guidatore di gestire una partenza da fermo.

Nel caso invece di veicoli elettrici, il problema di sfruttare la coppia massima a un preciso valore del numero di giri non sussiste. Il campo di funzionamento di un motore elettrico è infatti caratterizzato da due zone: la prima è a potenza crescente e a basse velocità, dove la coppia disponibile è costante e la velocità di rotazione cresce. Ad una specifica velocità, detta nominale, il comportamento cambia: nella zona a velocità maggiori di quella nominale, la potenza rimane costante, mentre la coppia diminuisce all'aumentare della velocità. Tale comportamento, mostrato qualitativamente in Figura 3.47, permette al guidatore di sfruttare la massima coppia a qualsiasi valore del numero di giri. Per questo motivo non è necessario prevedere una trasmissione a più rapporti, ma è sufficiente avere un sistema di riduzione della velocità angolare con conseguente moltiplicazione della coppia in uscita. Ciò si ottiene con un riduttore a rapporto di trasmissione costante. Il valore di questo rapporto si trova dallo studio delle velocità di funzionamento richieste al motore elettrico e alle ruote del veicolo, con conseguente progettazione dell'intero sistema.

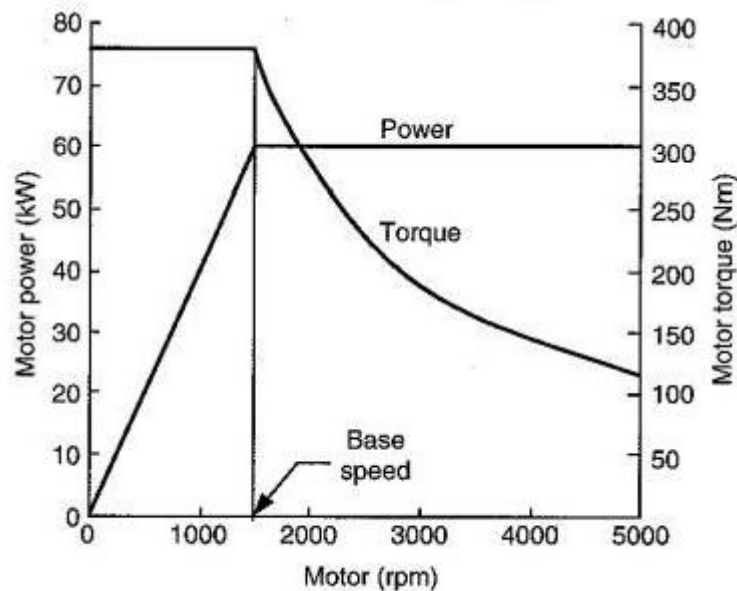


Figura 3.47: curve caratteristiche di un motore elettrico in funzione della velocità di rotazione, figura tratta da [39]

3.3 Tipi di riduttore

Sono disponibili sul mercato diversi tipi di riduttori, prodotti in serie o per specifiche applicazioni. Essi variano in base alle specifiche richieste dal progetto, quali, ad esempio, posizione degli assi in ingresso e in uscita, ingombri massimi, potenze in gioco, rapporto di riduzione, etc. Le tipologie di riduttore più diffuse sono:

- riduttori ad assi paralleli: possono avere due o più stadi di riduzione, in funzione del rapporto totale di riduzione di velocità richiesto. Generalmente, il rapporto di trasmissione del singolo stadio è non superiore a 7,5;
- riduttori ad assi ortogonali: possono essere costituiti da un unico stadio (con una coppia conica) o da uno stadio a coppia conica con uno o più stadi paralleli in serie;
- riduttori a vite senza fine: hanno il vantaggio di essere compatti e consentono rapporti di riduzione di velocità fino a 100 in un solo stadio. D'altro canto, il loro rendimento è più basso rispetto ai riduttori ad assi paralleli, così come la capacità di smaltire il calore in eccesso. Un altro svantaggio è l'irreversibilità del moto in caso di elevato rapporto di riduzione, che è realizzato con piccoli angoli d'elica nella vite;
- riduttori epicicloidali: sono una tipologia molto utilizzata per la loro compattezza e per le alte coppie trasmissibili. La facilità di montaggio in serie di più stadi permette di aumentare notevolmente il rapporto di riduzione. Hanno la peculiarità di avere l'albero motore e quello condotto coassiali. Questa caratteristica li rende appetibili in molti campi d'applicazione: trasporti, agricoltura, nastri trasportatori, settore marino, etc. La loro compattezza comporta però una ridotta capacità termica;
- riduttori a gioco ridotto: sono particolari tipi di riduttori, in cui la lavorazione deve essere particolarmente precisa, in quanto sono richiesti interassi con tolleranze molto strette per poter rispettare le specifiche di gioco ridotto. Le ruote dentate al loro interno, quindi, sono realizzate con gradi di precisione superiori rispetto a quelli comuni nella meccanica generale. In

aggiunta, è richiesta anche un'elevata rigidità e un gioco ridotto su componenti ausiliari come i cuscinetti. Tale specifica è giustificata dall'impiego in mezzi di posizionamento preciso, in applicazioni che richiedono una rotazione in uscita perfettamente proporzionale a quella in ingresso, in entrambi i sensi di rotazione. Un esempio di questa tipologia di applicazione sono le macchine automatiche, in cui è richiesta una precisione angolare particolarmente accurata;

- motoriduttori: esistono in commercio anche motori direttamente assemblati con il relativo riduttore. Il vantaggio offerto da questa soluzione è che il costruttore può scegliere il motore più adatto alla specifica applicazione, in funzione delle specifiche richieste. Un ulteriore beneficio è offerto dalla compattezza e dalle ridotte dimensioni rispetto ad una soluzione con motore e riduttore separati.

3.4 Cuscinetti

Si è parlato finora di ruote dentate, che possono essere ricavate di pezzo sugli alberi o calettate su di essi mediante l'interposizione di cuscinetti a sfere o a rulli. Nel progetto di riduttore esposto in questa tesi sono presenti due cuscinetti che permettono il montaggio del portasatelliti sull'albero solare e altre tre coppie di cuscinetti (montati su altrettanti perni) che permettono il montaggio dei satelliti sul portasatelliti. Queste tre coppie sono disposte in configurazione a "O", per una migliore stabilità in seguito ai carichi provenienti dal portasatelliti.

Nella progettazione, i cuscinetti devono essere verificati a fatica. Si utilizza per questo la legge di Palmgren, che prevede che la durata di un cuscinetto sia inversamente proporzionale alla potenza p -esima dei carichi. Per i cuscinetti a sfera, p è pari a 3, mentre per i cuscinetti a rulli è 10/3. Il motivo di questa differenza risiede nel fatto che i componenti dei cuscinetti sono sottoposti alla pressione di Hertz, che, nel caso delle sfere, agisce su un'area di contatto idealmente puntiforme, mentre nel caso dei rulli cilindrici la pressione si distribuisce lungo un segmento. Generalmente, i produttori forniscono cataloghi in cui sono presenti, per ogni tipo di cuscinetto, i valori del carico statico C_0 e dinamico C per 10^6 cicli di carico. Il carico radiale P (o il carico radiale equivalente, in funzione del rapporto tra carico assiale e radiale se sono presenti entrambi) applicato al cuscinetto è legato al valore di C dall'equazione:

$$L_{10} = (C/P)^p \quad (3.13)$$

L_{10} esprime la durata di funzionamento in milioni di giri corrispondente a un'affidabilità pari al 90%. Se si vuole modificare il grado di affidabilità, si interviene con il fattore correttivo a_1 , che può assumere i valori indicati in Tabella 3.2:

$$L_r = a_1 L_{10} \quad (3.14)$$

| Affidabilità | a_1 |
|--------------|-------|
| 90% | 1 |
| 95% | 0.62 |
| 96% | 0.53 |
| 97% | 0.44 |
| 98% | 0.33 |
| 99% | 0.21 |

Tabella 3.2: valori del coefficiente correttivo a_1 per tenere in considerazione diversi livelli di affidabilità

Esistono poi ulteriori coefficienti correttivi, presenti su cataloghi specializzati, che permettono di tenere in considerazione parametri come le caratteristiche del materiale e la lubrificazione in rapporto alla temperatura di esercizio.

3.5 Scatole ad ingranaggi

L'elemento più esterno di un riduttore è una scatola che svolge molteplici funzioni per il corretto funzionamento dell'assieme. Innanzitutto, fa da supporto per gli alberi, prevedendo delle sedi per installare i cuscinetti. Per questo motivo, dovendo mantenere gli alberi nella posizione corretta, la scatola deve essere resistente alle sollecitazioni provenienti dalle coppie trasmesse. Inoltre, la scatola contiene il lubrificante, dunque deve isolare adeguatamente la parte interna del riduttore dall'ambiente esterno. Infine, la scatola fissa i riduttori nella loro posizione di lavoro designata. Perciò, deve prevedere dispositivi di fissaggio solidi e precisi. I materiali più comuni con cui sono costruite le scatole sono acciaio, ghisa e leghe leggere di alluminio. Nel primo caso, le scatole sono realizzate con lamiere saldate di elevato spessore, mentre con la ghisa si utilizza il processo di fusione. La scelta tra queste due alternative è dettata dal numero di pezzi da produrre. Infatti, la prima soluzione (con lamiere d'acciaio) è adottata per prototipi o per piccole serie. La ghisa, invece, avendo qualità superiori per la specifica applicazione, quali la capacità di smorzamento delle vibrazioni, si rivela più conveniente per produzioni in serie, in cui è possibile ammortizzare su grandi numeri i costi dei modelli necessari per la fusione. Con le leghe leggere di alluminio, invece, la pressofusione è il metodo più utilizzato.

Si è detto che una delle funzioni principali delle scatole dei riduttori è quella di sostenere i cuscinetti e trasmettere le sollecitazioni al telaio. Per fare ciò, è necessario evitare deformazioni eccessive, per non disallineare gli alberi di ingresso e uscita. Per poter verificare tale specifica in fase di progetto, data la complessità della forma, si utilizzano analisi agli elementi finiti in appositi programmi di calcolo, come nell'esempio di Figura 3.48.

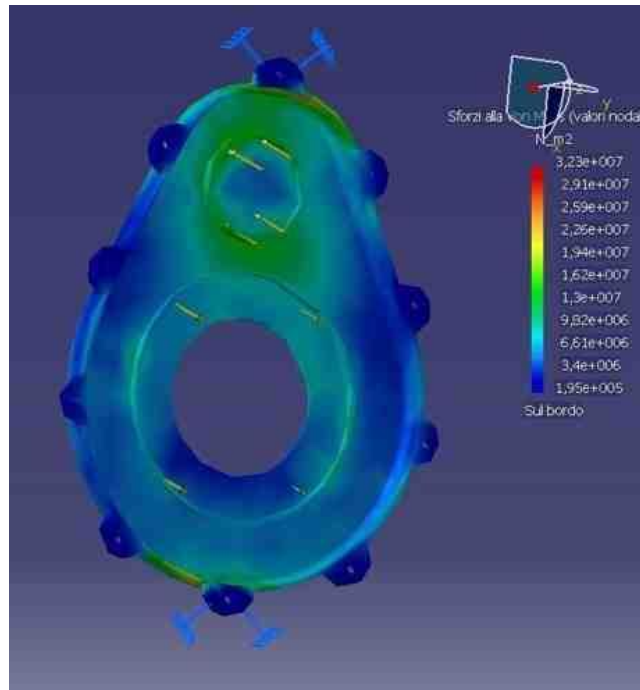


Figura 3.48: esempio di analisi FEM di una scatola di un riduttore ad assi paralleli, figura tratta da [38]

3.6 Vibrazioni e rumore

I componenti dei riduttori sono assimilabili in termini di analisi vibrazionale a un sistema costituito da masse inerziali, cioè gli alberi, e molle di torsione, cioè i denti delle ruote. Data la presenza di questi elementi in movimento, il sistema possiede frequenze proprie di oscillazione. Per evitare sollecitazioni eccessive dovute al fenomeno della risonanza, le frequenze d'eccitazione torsionali, dovute al funzionamento del riduttore, devono necessariamente essere diverse da tali frequenze proprie. In realtà, per studiare le vibrazioni torsionali di un riduttore, è necessario considerare l'intero sistema che comprende anche macchina conduttrice e organi condotti. Dunque, si devono conoscere tutte le masse e le costanti elastiche in gioco. Di particolare interesse per questo studio sono i motoriduttori. Essi, infatti, essendo un sistema completo e ben definito in fase di progetto, sono particolarmente adatti per essere studiati dal punto di vista della risposta dinamica torsionale.

Le cause di vibrazione nei riduttori sono da ricercare nel movimento dei componenti. In particolare, durante l'ingranamento di due ruote coniugate, il numero di denti in presa può variare. La variazione del rapporto di condotta totale genera sollecitazioni variabili sui denti e, di conseguenza, una loro deformazione periodica. L'effetto finale di questo comportamento è un moto discontinuo che, inevitabilmente, produce vibrazioni e rumore. Un'ulteriore causa di vibrazione sono gli errori di passo, di profilo e di eccentricità delle ruote dentate, che portano a fenomeni vibratorii con frequenza legata alla frequenza di rotazione dell'albero analizzato. Lo stesso discorso è valido per gli errori di fabbricazione.

Gli effetti negativi delle vibrazioni possono ricadere sulle macchine in gioco, ma anche sull'ambiente circostante e sugli esseri umani nelle vicinanze. Oltre ai possibili danni causati da condizioni di risonanza su organi meccanici, gli operatori a contatto diretto o indiretto con il riduttore possono avere problemi di salute dovuti a trasmissione delle vibrazioni nel corpo o danni uditivi.

Una delle fonti principali di rumore per un ingranaggio sono gli urti tra i denti che ingranano. Ciò avviene in modo particolarmente accentuato quando gli errori di passo o le deformazioni portano a un contatto anticipato in testa al dente, fuori dalla retta di azione. Oltre alla generazione di rumore, tali urti possono ridurre in modo significativo la durata a fatica del dente. Per ovviare a questo comportamento si possono prevedere modifiche alla microgeometria, parzialmente analizzate nel capitolo 3.1.5, come bombature del dente e spoglie di testa e di piede, minimizzando così il problema.

4 I riduttori epicicloidali

Un tipo di riduttore particolarmente efficiente è quello epicicloidale, composto, nel caso più semplice, da una ruota solare, una corona dentata, una o più ruote dette satelliti (o planetari) e da un portasatelliti. Tra le varie configurazioni possibili, quella più comune è quella che prevede la ruota solare come motrice, la corona dentata fissa e il portasatelliti come organo condotto (Figura 4.1). Tale architettura permette di raggiungere rapporti di riduzione molto elevati con ingombri particolarmente ridotti. È possibile anche il funzionamento inverso, ovvero da moltiplicatore di velocità, invertendo il comportamento di ruota solare e portasatelliti, che diventano rispettivamente organo condotto e organo conduttore. Esistono numerosi vantaggi nell'adozione di tali riduttori rispetto ai classici riduttori ad assi paralleli [22]. I principali sono:

- ripartizione della potenza su più ruote: ciascuno degli n satelliti presenti nel riduttore è sollecitato da una forza inferiore. Ciò comporta dimensioni, volumi e pesi ridotti a parità di potenza trasmissibile;
- albero motore e albero condotto coassiali: questa caratteristica è particolarmente utile per l'architettura del gruppo riduttore (per esempio sulle auto elettriche, come in questo progetto), perché consente di ridurre gli ingombri e mantenere un'elevata rigidità;
- rapporti di trasmissione maggiori per singolo stadio: si possono raggiungere anche valori di τ pari a 13 con 3 satelliti.

Ci sono, tuttavia, anche alcuni svantaggi, tra cui:

- struttura più complicata rispetto ai riduttori ad assi paralleli, con un maggior numero di componenti e, di conseguenza, maggiore probabilità di danno. Inoltre, la maggiore complessità comporta più difficoltà nelle attività di ispezione, manutenzione e riparazione;
- cuscinetti delle ruote satelliti sollecitati da forze centrifughe;
- rapporti di trasmissione minori di 3,5 difficili da realizzare.

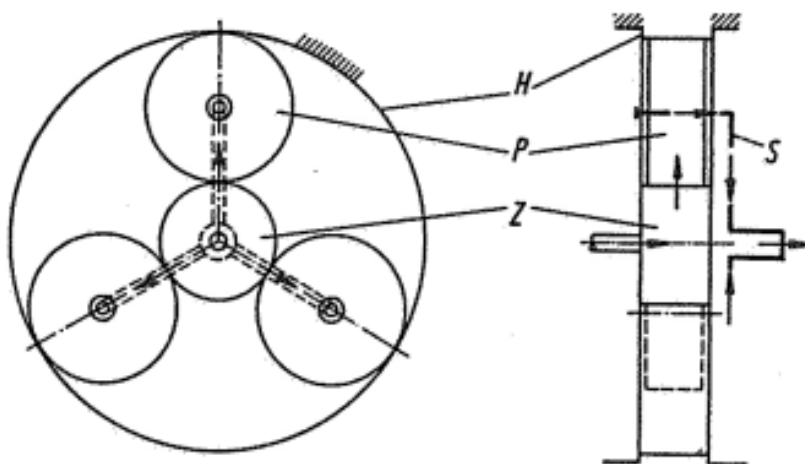


Figura 4.1: riduttore epicicloidale a 3 satelliti (Z ruota solare, P ruota planetaria, H corona fissa, S portasatelliti), figura tratta da [22]

4.1 Componenti

Come detto in precedenza, tutti i riduttori epicicloidali sono composti da una ruota solare, una corona dentata, uno o più satelliti e un portasatelliti. In questo capitolo vengono analizzate le principali caratteristiche di ognuno di questi componenti, con particolare riferimento al progetto del riduttore in esame.

4.1.1 Solare

La ruota solare, che nel progetto realizzato è la ruota motrice, è collegata direttamente al motore elettrico, deputato alla propulsione del veicolo. Costruttivamente, risulta essere una ruota dentata cilindrica a denti obliqui, come in Figura 4.2, ingranante con un numero n di satelliti. Ogni dente del solare ingrana così n volte con altrettanti denti per una rotazione del solare: si ha quindi una moltiplicazione degli urti (a ciascun ciclo di ingranamento) a parità di cicli rispetto a un riduttore ordinario equivalente, con conseguente riduzione della vita utile, soprattutto dal punto di vista della fatica superficiale.

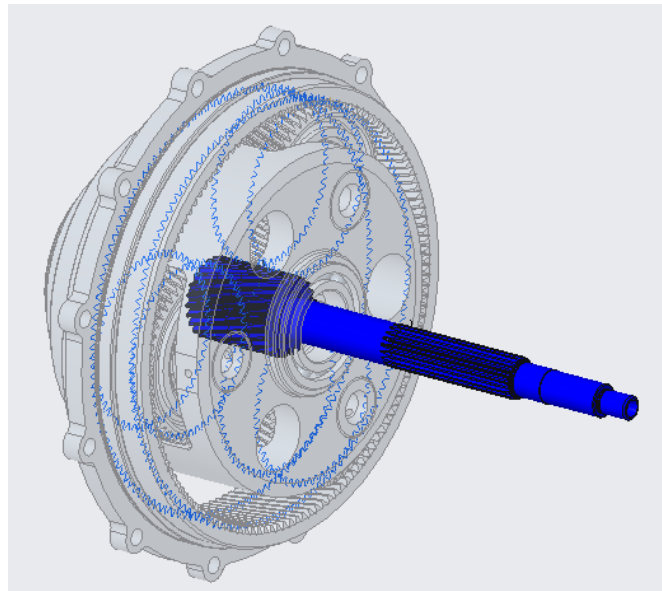


Figura 4.2: modello CAD del riduttore CIMA, con ruota solare evidenziata in blu

Nel progetto di riduttore epicicloidale realizzato per questa tesi, la ruota solare ha una velocità di rotazione massima pari a 13600 rpm, che è la velocità massima del motore elettrico. Dal punto di vista delle sollecitazioni, data la simmetria nel montaggio dei satelliti, come si vede in Figura 4.3, il solare è soggetto solamente a coppia pura, dal momento che le forze trasmesse dai satelliti si annullano tra loro.

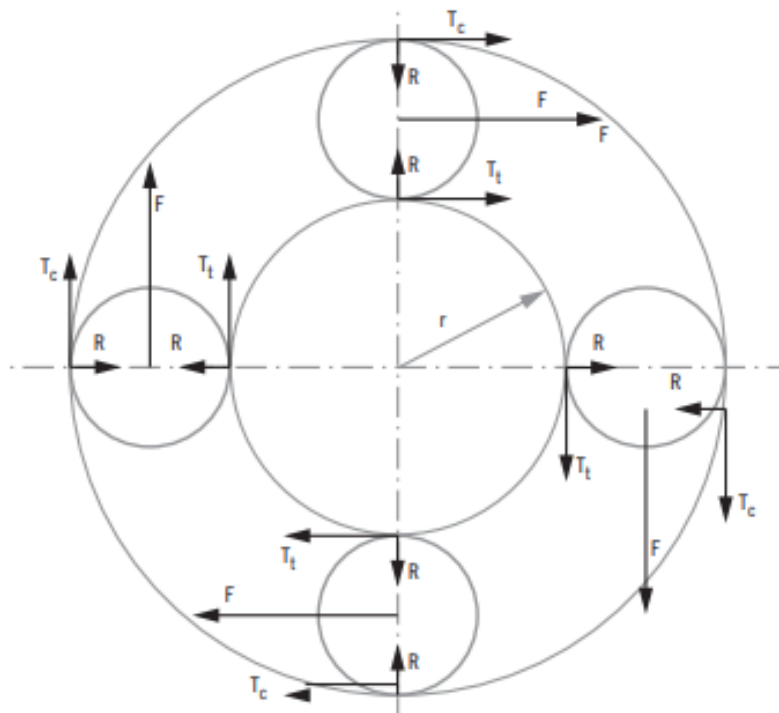


Figura 4.3: forze trasmesse tra le ruote dentate con satelliti disposti simmetricamente, figura tratta da [37]

4.1.2 Satelliti

Le ruote che ingranano con il solare sono dette satelliti, o planetari, in quanto il loro moto prevede due rotazioni simultanee: una attorno al proprio asse e un'altra attorno all'asse del solare. Il numero di satelliti è generalmente compreso tra tre e quattro unità. Aumentare il numero di satelliti permette di ripartire le forze trasmesse su più denti, con conseguente diminuzione delle sollecitazioni su ciascuna ruota. D'altro canto, l'aumento del numero n di satelliti porta a maggiori disuguaglianze di ripartizione dei carichi sugli stessi. Ciò è dovuto a inevitabili difformità di fabbricazione e/o di montaggio, che portano sempre uno dei satelliti a subire maggiori sollecitazioni rispetto agli altri [23]. Come verrà descritto più nel dettaglio nel capitolo 5.2, tale caratteristica viene tenuta in considerazione nella progettazione di un riduttore epicicloidale a più satelliti per mezzo del coefficiente correttivo K_γ , che va a maggiorare il valore di forza che sollecita il dente durante il funzionamento. A titolo di esempio, la normativa di riferimento ANSI AGMA 6123-C16 indica che, per ingranaggi che lavorano a velocità moderate, tale coefficiente ha un valore di 1,23 per tre satelliti o 1,32 per quattro satelliti.

Un'ulteriore considerazione da fare per il numero di satelliti è il loro montaggio, che deve essere simmetrico attorno alla ruota solare. Ciò è richiesto per bilanciare le forze radiali tra gli n ingranamenti, che si annullano vicendevolmente, come è necessario per il bilanciamento del portasatelliti. Tale condizione è equivalente a

$$z_1 - z_3 = n \cdot m \quad (4.1)$$

con:

z_1 = numero di denti del solare;

z_3 = numero di denti della corona (negativo, perché è una ruota interna);

n = numero di satelliti;

m = numero intero qualsiasi.

Un'ulteriore verifica da fare per garantire la montabilità dei satelliti è quella sul loro numero massimo, per evitare interferenza tra gli stessi. Da ragionamenti geometrici, emerge che:

$$n_{max} = \left\lfloor \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{z_2+2}{z_1+z_2}\right)} \right\rfloor \quad (4.2)$$

con:

$\lfloor x \rfloor$ = massimo numero intero inferiore a x ;

z_2 = numero di denti dei satelliti.

L'accoppiamento tra satelliti e portasatelliti di Figura 4.4 è realizzato mediante l'utilizzo di appositi perni che, insieme a una coppia di cuscinetti a sfere obliqui o a rulli, montati ad "O", permettono la rotazione relativa tra i componenti.

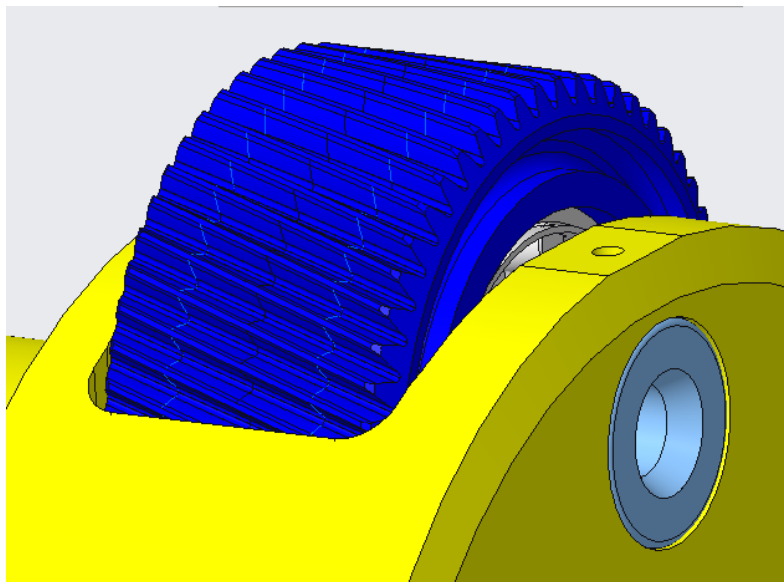


Figura 4.4: satellite accoppiato al portasatelliti mediante perno e cuscinetti

4.1.3 Portasatelliti

L'elemento connesso alla ruota del veicolo, ovvero l'organo condotto del riduttore epicicloidale, è il portasatelliti. Tale elemento trasferisce dai satelliti al semiasse posteriore la coppia necessaria alla trazione del veicolo. La più comune e semplice configurazione (Figura 4.5) consiste in due dischi paralleli collegati tra loro, posizionati su un lato e sull'altro dei satelliti. I due dischi sono resi solidali da apposite "alette", in numero pari al numero di satelliti.

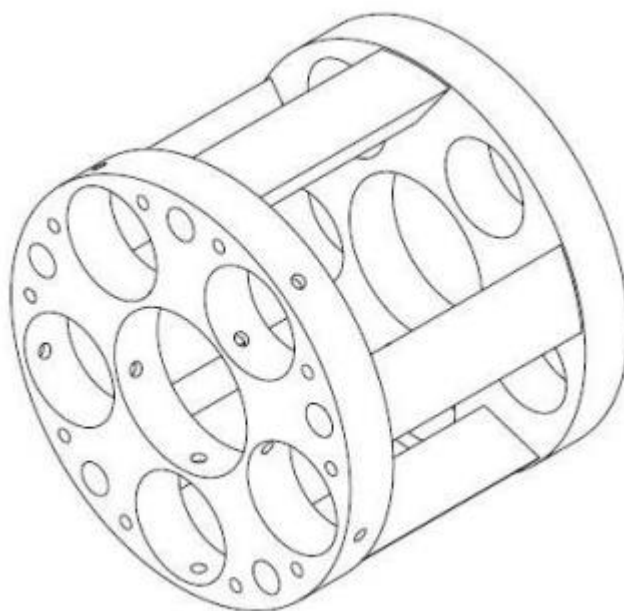


Figura 4.5: esempio di portasatelliti per riduttore a cinque satelliti, figura tratta da [23]

In base alle esigenze progettuali è possibile complicare la forma del portasatelliti, per assolvere alle funzioni richieste. Come verrà esposto più nel dettaglio nel capitolo 7, il portasatelliti progettato è stato modificato per facilitare il montaggio dei cuscinetti di supporto dei satelliti, così da rendere le operazioni di regolazione del gioco più veloci.

4.1.4 Corona

Per il funzionamento del riduttore epicicloidale, i satelliti devono ingranare, oltre che con la ruota solare, anche con la corona dentata. Si tratta di una ruota dentata interna, come quella di Figura 4.6, che è fissa al telaio nel nostro caso. In generale, la corona è la ruota meno sollecitata, sia a flessione del dente che a fatica superficiale. Dal punto di vista della flessione, la vita utile è maggiore rispetto alle altre ruote, grazie alla forma concava, anziché convessa, dei denti; insieme allo spessore maggiorato della base del dente, ciò offre una migliore resistenza. Oltre a ciò, l'alto numero di denti porta a una riduzione del numero di ingranamenti su ciascuno di essi, andando così ad estendere la vita utile anche dal punto di vista del *pitting*. Per questi motivi, spesso le corone sono realizzate con materiali meno performanti e/o senza particolari lavorazioni e trattamenti come la rettifica, la cementazione o la pallinatura. Anche la classe di qualità del componente può essere inferiore, per esempio passando da una classe 6 (per le altre ruote) a una classe 7. Tutti questi accorgimenti

permettono di ridurre i tempi di fabbricazione e i costi, mantenendo comunque i coefficienti di sicurezza sopra i valori minimi.

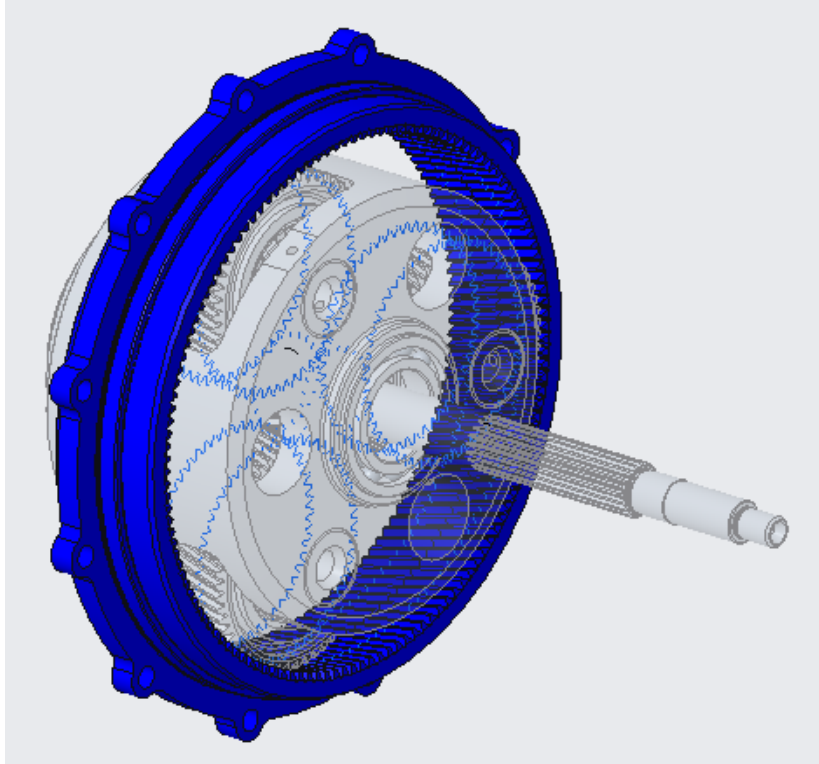


Figura 4.6: modello della corona fissa (in blu)

4.2 Configurazioni possibili

I riduttori epicicloidali non sono tutti uguali, ma possono avere componenti progettati in vari modi, affinché siano fissi o rotanti intorno a un asse. Esistono molte configurazioni possibili, comprensive di rotismi a uno o più gradi di libertà. Per quanto riguarda quelli a un grado di libertà, detti non differenziali, essi hanno diverso comportamento in relazione al membro reso fisso. A sua volta, questa tipologia è suddivisa in:

- Rotismi semplici (Figura 4.7): sono costituiti da un pignone solare, uno o più satelliti, un portasatelliti e una corona. In base alla scelta del componente conduttore, di quello condotto e di quello fisso si ottengono diversi rapporti di riduzione. Sono possibili quindi sei diverse configurazioni con lo stesso rotismo, come mostrato in Tabella 4.1.

| Ingresso | Uscita | Membro fisso | Direzione di rotazione |
|----------------|----------------|----------------|------------------------|
| Solare | Corona | Portasatelliti | Opposta |
| Solare | Portasatelliti | Corona | Uguale |
| Corona | Solare | Portasatelliti | Opposta |
| Corona | Portasatelliti | Solare | Uguale |
| Portasatelliti | Solare | Corona | Uguale |
| Portasatelliti | Corona | Solare | Uguale |

Tabella 4.1: differenti configurazioni possibili per un rotismo semplice a un grado di libertà

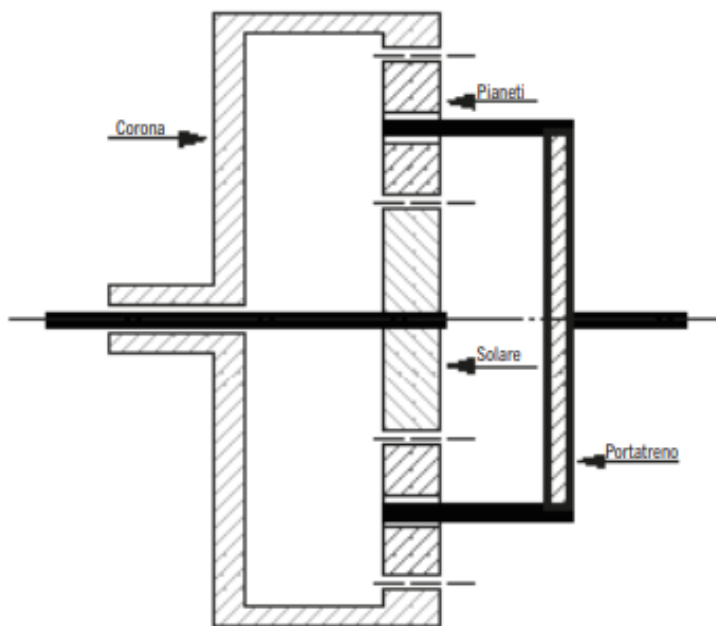


Figura 4.7: schema di rotismo non differenziale semplice, figura tratta da [37]

- Rotismi composti (Figura 4.8): in questa configurazione, due serie di satelliti sono resi solidali per mezzo di alberi. Anche per questa tipologia è possibile variare il rapporto di trasmissione in funzione del membro fisso scelto. Nel caso in cui il membro fisso sia il portasatelliti, si ottiene un rotismo ordinario composto a due stadi.

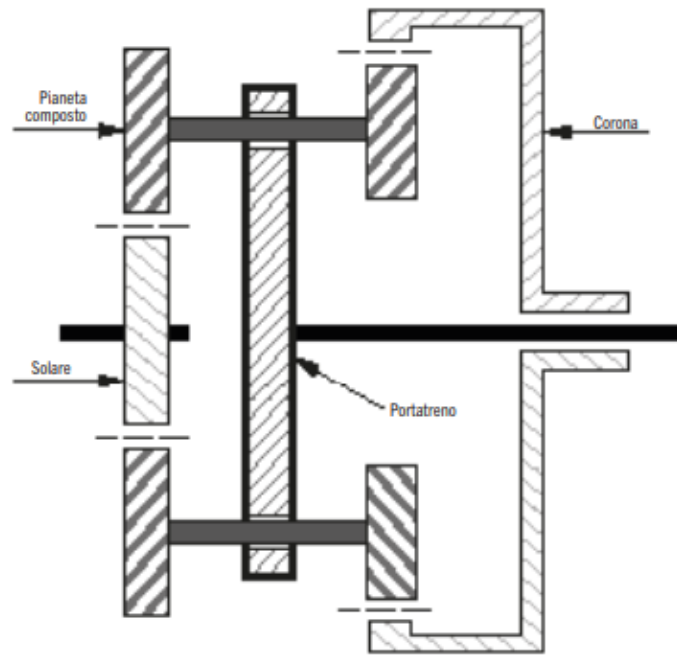


Figura 4.8: schema di rotismo non differenziale composto, figura tratta da [37]

- Rotismi accoppiati (Figura 4.9): in questa tipologia rientrano i riduttori epicicloidali in cui due o più rotismi semplici sono disposti in modo che due membri del primo rotismo sono solidali ai corrispondenti membri del secondo.

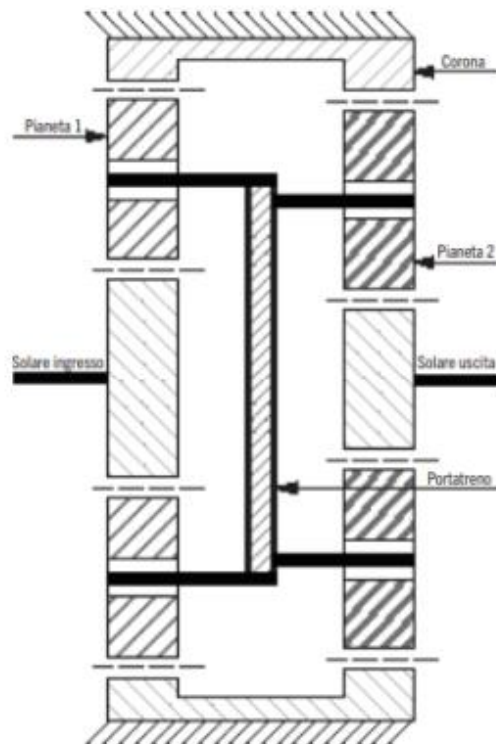


Figura 4.9: schema di rotismo non differenziale accoppiato, figura tratta da [37]

Esistono poi anche rotismi epicicloidali a due gradi di libertà, detti differenziali. Il tipico esempio di applicazione è sui veicoli, come in Figura 4.10, in cui l'ingresso è costituito dall'albero di trasmissione e l'uscita è ripartita sulle due ruote motrici, in relazione alla velocità di rotazione e alla coppia richieste.

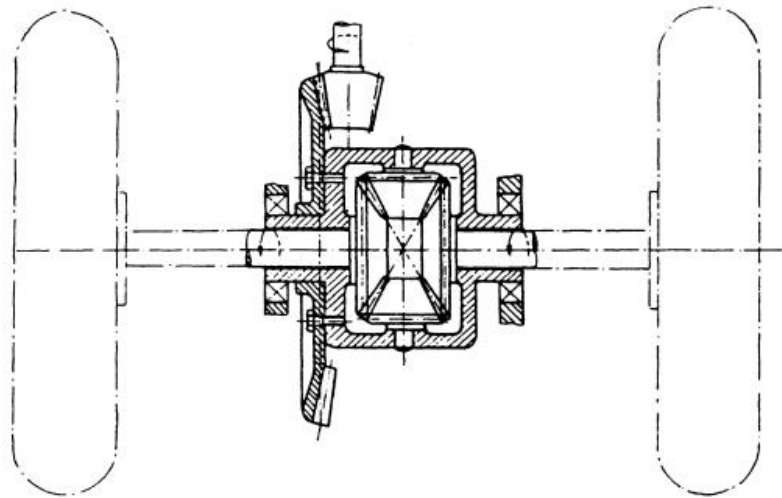


Figura 4.10: rotismo differenziale a due gradi di libertà per autoveicolo, figura tratta da [16]

4.3 Rapporto di trasmissione

Per calcolare il rapporto tra velocità di rotazione del membro di uscita e di quello in ingresso, è necessario fare riferimento al rotismo ordinario equivalente. Prendendo come esempio il rotismo di Figura 4.11 e considerando il rotismo ordinario b), in cui il portasatelliti è fisso ($\omega_P = 0$), il rapporto di trasmissione, per la formula di Willis (4.3), vale:

$$\tau_0 = \frac{\omega_3 - \omega_P}{\omega_1 - \omega_P} \quad (4.3)$$

Nello stesso rotismo, in cui però è fissa la ruota 3 ($\omega_3 = 0$), come nella configurazione a), la formula diventa:

$$\tau_0 = \frac{-\omega_P}{\omega_1 - \omega_P} \quad (4.4)$$

Da cui, con gli opportuni calcoli, risulta:

$$\frac{\omega_P}{\omega_1} = \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1} \quad (4.5)$$

Indicando con τ_0 il rapporto di trasmissione del rotismo ordinario in funzione del numero di denti delle ruote 1 e 3 (assumendo $z_3 < 0$ perché la ruota 3 è interna), si trova:

$$\tau_0 = \frac{z_1}{z_3} \quad (4.6)$$

Risulta infine:

$$\tau = \frac{\omega_P}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_3} \quad (4.7)$$

Dal confronto tra quest'ultima relazione e la (4.6) risulta che il rotismo epicicloidale permette di realizzare un rapporto di riduzione più alto ($|\tau| < |\tau_0|$, in valore assoluto) rispetto al rotismo ordinario ottenuto dalla stessa catena cinematica. Inoltre, nella configurazione epicicloidale, la ruota a dentatura interna è fissa e solidale al telaio, conferendo maggiore compattezza all'intero sistema.

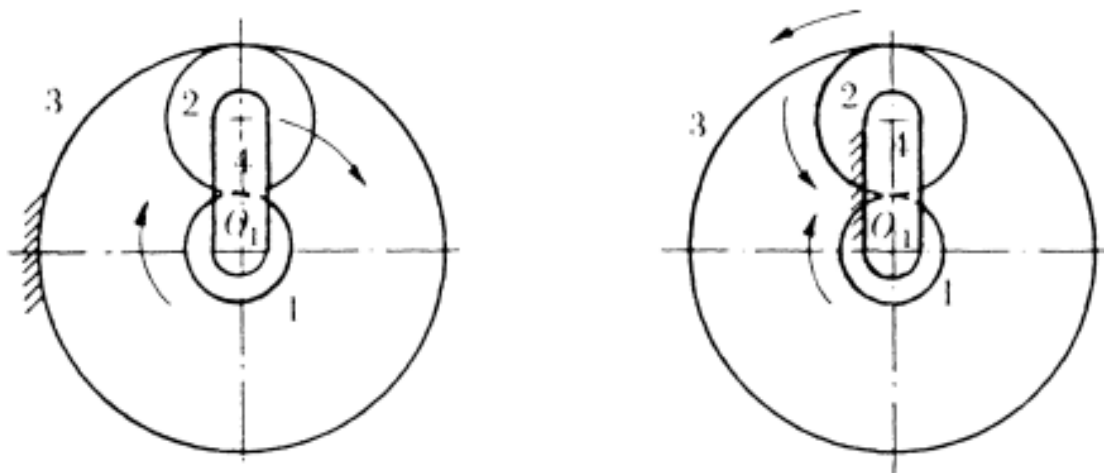


Figura 4.11: a) rotismo epicicloidale; b) rotismo ordinario a tre ruote. Figura tratta da [16]

4.4 Materiali

L'applicazione per cui uno specifico ingranaggio viene progettato è il fattore più importante nella scelta del materiale da utilizzare; i più comuni sono acciai, ghise, bronzo, alluminio, plastica, etc. Nel caso specifico dei riduttori, si usano spesso materiali ad alte prestazioni come gli acciai legati. L'aggiunta di elementi alla lega ferro-carbonio consente infatti un notevole aumento delle capacità di carico. Si elencano di seguito i principali elementi che conferiscono speciali caratteristiche al materiale utilizzato:

Nichel: rende più omogeneo il trattamento termico di tempra, favorendone la penetrazione a cuore. In aggiunta, incrementa i valori di resilienza e limite elastico, senza penalizzare la resistenza. Queste proprietà rendono il nichel un elemento di lega molto utile per ingranaggi soggetti a urti e particolarmente sollecitati.

Cromo: aumenta la durezza dell'acciaio e l'intensità della tempra e dunque rende il materiale più resistente all'usura superficiale. Tuttavia, l'aggiunta di cromo comporta anche un incremento della fragilità. Una pratica molto comune è quella di combinare nichel e cromo, così da ottenere un materiale molto resistente alla rottura e all'usura, senza penalizzare però la resilienza.

Molibdeno: aumenta i livelli di durezza, resistenza, allungamento e resilienza, favorendo la formazione di una grana fine e compatta.

Manganese: migliora la resistenza ad usura e incrementa il limite elastico del materiale. Se introdotto in quantità eccessive, però, ne aumenta anche la fragilità.

Vanadio: riduce la fragilità e incrementa la resistenza a fatica.

Alluminio: è molto utile negli acciai da nitrurazione perché favorisce la penetrazione dell'azoto.

Infine, un elevato contenuto in carbonio riduce l'usura del componente, mentre diminuendone la quantità si favorisce la lavorabilità dell'acciaio. Si veda il grafico di Figura 4.12, che mostra l'aumento di durezza di un acciaio in funzione della percentuale di carbonio presente.

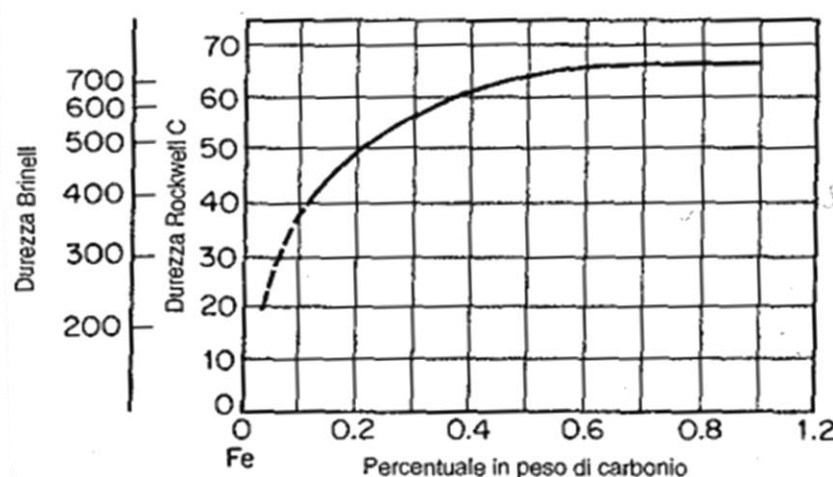


Figura 4.12: massima durezza dell'acciaio in funzione del contenuto di carbonio, figura tratta da [17]

4.5 Trattamenti termici

Si è visto finora come l'aggiunta di particolari elementi di lega agli acciai ne incrementi le caratteristiche meccaniche. Queste, a loro volta, dipendono strettamente anche dal trattamento termico eseguito, che risulta quindi di particolare importanza nella scelta del materiale e del ciclo di lavorazione degli ingranaggi.

4.5.1 Tempra

Il trattamento termico di tempra, procedimento base per ottenere un indurimento dell'acciaio, consiste in un riscaldamento fino alla temperatura di austenitizzazione (compresa generalmente tra 790 e 870°C e specifica per ogni acciaio) seguito da un rapido raffreddamento in acqua od olio, per ottenere la massima quantità di martensite ad elevata durezza. Tuttavia, la presenza di questo componente infragilisce notevolmente il materiale ottenuto, rendendo necessario un secondo riscaldamento, detto rinvenimento, ad una temperatura compresa tra 550 e 660 °C. Così facendo, si ottiene un materiale più duttile e tenace rispetto a quello ottenuto da sola tempra. Un parametro che caratterizza la tendenza di un acciaio ad essere temprato è la temprabilità, ovvero la capacità di indurirsi diventando martensite fino al centro del pezzo. Essendo una caratteristica legata al contenuto di elementi di lega, viene studiata attraverso la cosiddetta prova Jominy, eseguita temprando un'estremità di una barra in acqua in condizioni normalizzate. Successivamente, vengono eseguite prove di durezza su punti a diversa distanza dall'estremità, da cui si ottiene un grafico come quello di Figura 4.13.

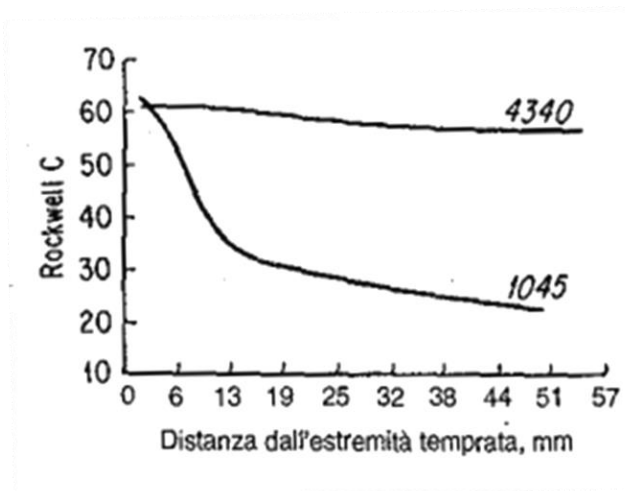


Figura 4.13: esempio di curva di temprabilità ottenuta con prova Jominy su due diversi acciai, figura tratta da [17]

In questo esempio vengono messi a confronto gli acciai AISI 1045 e il 4340. La differenza sostanziale nella variazione di durezza in profondità è dovuta alla presenza o meno di elementi di lega e alla loro quantità percentuale. Generalmente, la presenza di più elementi di lega, ciascuno in piccole quantità, incrementa maggiormente la temprabilità rispetto all'aggiunta di un solo elemento in uguale quantità totale.

4.5.2 Cementazione

Un altro dei trattamenti termici più utilizzati nella produzione di ruote dentate è la cementazione, che serve per indurirne i denti; questi sono soggetti, come visto in precedenza, a urti e sollecitazioni cicliche. Tale trattamento permette di ottenere una tempra limitata alla superficie della ruota, generalmente non oltre i 2 mm di profondità. Per fare ciò si immerge la ruota in atmosfera gassosa ricca di carbonio, a temperature tra gli 800 e 1100 °C, forzando così la diffusione degli atomi di carbonio sulla superficie del pezzo. Il fenomeno fisico che permette tale processo è la diffusione. Dunque, è necessario che l'acciaio da cementare sia "dolce", ovvero con un tenore di carbonio non oltre 0,20-0,30%. Se si ottimizza il processo per ottenere percentuali di carbonio in superficie attorno a 0,85%, si otterrà una ruota tenace e duttile a cuore e ad elevata durezza in superficie. Così facendo, la ruota è più resistente a fatica e meno sensibile agli intagli rispetto a una ruota di materiale omogeneo con 0,85% di carbonio su tutto il dente. In seguito alla cementazione è possibile temprare la ruota immediatamente, oppure eseguendo prima ulteriori lavorazioni e poi la tempra in un secondo momento.

La profondità di cementazione è funzione soprattutto del modulo. Per rendere i denti resistenti alle sollecitazioni impresse, è necessario che all'aumentare delle dimensioni dei denti aumenti anche lo spessore indurito. Bisogna però prestare attenzione a non esagerare con la profondità, per non incorrere in un eccessivo infragilimento del dente. Una linea guida con valori di profondità raccomandati in funzione del modulo è mostrata in Tabella 4.2.

| Modulo normale | Profondità di indurimento [mm] |
|----------------|--------------------------------|
| 1,3 | 0,25-0,46 |
| 1,6 | 0,30-0,58 |
| 2,5 | 0,51-1,0 |
| 3,2 | 0,64-1,0 |
| 4,2 | 0,77-1,3 |
| 6,4 | 1,0-1,5 |
| 12,7 | 1,8-2,6 |

Tabella 4.2: profondità di cementazione suggerita in funzione del modulo

La profondità di cementazione specificata è la profondità efficace, cioè la zona in cui la durezza supera 50 HRC. Tale profondità è generalmente compresa tra il 75 e il 90% della profondità totale. Come detto in precedenza, dopo la cementazione è necessario eseguire una tempra, che può essere a sua volta seguita da rettifica. Questa operazione è spesso raccomandata per rimediare alle deformazioni causate dal rapido raffreddamento dovuto alla tempra. Per sapere quanto sovrametallo lasciare per la rettifica si possono usare grafici come quello di Figura 4.14, in funzione di modulo e spessore totale di cementazione.

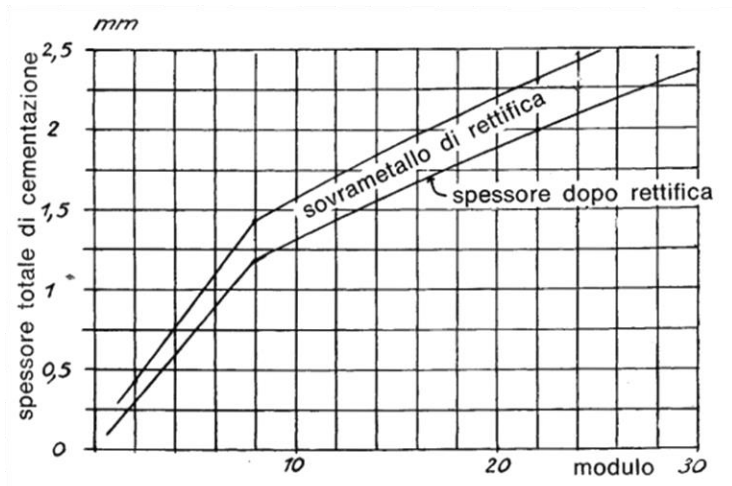


Figura 4.14: spessore del sovrametallo di rettifica in funzione di modulo e spessore totale di cementazione, figura tratta da [19]

4.5.3 Nitrurazione

Un altro elemento chimico che conferisce elevata durezza alla superficie degli acciai è l'azoto. Il trattamento di nitrurazione consiste nell'introdurre l'azoto nel materiale mediante un gas, generalmente ammoniacca gassosa, o mediante un bagno di sali contenenti cianuri o cianati. L'azoto, diffondendosi nel componente, provoca una precipitazione di nitruri nello strato superficiale, che viene così indurito. Un vantaggio caratteristico di questo trattamento è dovuto alla temperatura a cui viene eseguito, tra 500 °C e 580 °C, inferiore rispetto alle temperature di cementazione e tempra, il che comporta deformazioni decisamente più contenute. Inoltre, la nitrurazione non necessita di essere seguita da tempra, ma può essere il trattamento finale della fabbricazione di ruote dentate. A causa delle temperature più basse rispetto alla cementazione, i tempi di permanenza per la nitrurazione sono però decisamente più elevati.

Oltre all'aumento di durezza, con la nitrurazione è possibile incrementare anche la resistenza a fatica dei denti, allungandone così la vita utile. La profondità è anche in questo caso funzione del modulo, ma con valori inferiori rispetto alla cementazione, come mostrato in Tabella 4.3.

| Modulo normale | Profondità di nitrurazione [mm] |
|----------------|---------------------------------|
| 1,3 | 0,13-0,16 |
| 1,6 | 0,20-0,33 |
| 2,5 | 0,31-0,46 |
| 3,2 | 0,36-0,51 |
| 4,2 | 0,41-0,56 |
| 6,4 | 0,51-0,72 |

Tabella 4.3: valori comuni della profondità di nitrurazione in funzione del modulo

Una caratteristica dei pezzi nitrurati è la presenza di uno strato superficiale particolarmente ricco in nitruri, chiamato coltre bianca. È uno strato molto fragile che, se non viene rimosso, può ridurre la durata a fatica flessionale del dente.

5 Progettazione del riduttore

5.1 Dati di input

Il riduttore da realizzare deve essere montato su automobili elettriche stradali ad alte prestazioni. Ciò significa, innanzitutto, che dev'essere di tipo epicicloidale, per ridurre gli ingombri e aumentare il rapporto di riduzione totale. Inoltre, il layout della vettura prevede un riduttore indipendente per ogni ruota motrice (trazione posteriore), collegato a sua volta al proprio motore elettrico. I dati di riferimento del veicolo sono mostrati in Tabella 5.1.

| | |
|-------------------|----------------|
| Trazione | Posteriore |
| Velocità massima | 300 - 320 km/h |
| Massa veicolo | 1500 - 1800 kg |
| Dimensione cerchi | R18 - R22 |

Tabella 5.1: dati di riferimento per il veicolo elettrico

L'ultima riga della tabella, relativa alla dimensione dei cerchi del veicolo, serve per il calcolo del diametro delle ruote, fondamentale per poter ricavare il rapporto di trasmissione necessario per raggiungere la velocità massima richiesta, a partire dalla massima velocità di rotazione dei motori elettrici. Attraverso la ricerca sul sito di Pirelli, fornitore di pneumatici per veicoli stradali ad alte prestazioni, si sono confrontate cinque configurazioni: R18, R19, R20, R21 e R22. Le dimensioni specifiche sono mostrate in Tabella 5.2.

| Diametro cerchi [pollici] | Misure | Larghezza [mm] | Altezza spalla/larghezza [%] | Diametro pneumatico [mm] |
|---------------------------|--------|----------------|------------------------------|--------------------------|
| R18 | 285/45 | 285 | 45 | 713.7 |
| R19 | 295/40 | 295 | 40 | 718.6 |
| R20 | 315/35 | 315 | 35 | 728.5 |
| R21 | 335/30 | 335 | 30 | 734.4 |
| R22 | 325/30 | 325 | 30 | 753.8 |

Tabella 5.2: dimensioni di cerchi e pneumatici nelle cinque configurazioni considerate

I motori elettrici deputati alla trazione del veicolo sono stati indicati a priori come dato di progettazione, con le caratteristiche riassunte in Tabella 5.3.

| | |
|------------------|----------------------|
| Potenza massima | 556 kW (2 x 278 kW) |
| Coppia massima | 1120 Nm (2 x 560 Nm) |
| Velocità massima | 13600 rpm |

Tabella 5.3: dati di riferimento per i due motori elettrici montati sull'assale posteriore del veicolo

Un altro dato fornito a inizio progetto è la massa totale dei riduttori, che deve essere al massimo di 54 kg (2 x 27 kg), esclusi motori elettrici e inverter.

I parametri geometrici di riferimento per la dentatura sono mostrati in Tabella 5.4. In questo caso sono stati forniti dei range di valori ammissibili. Durante il progetto si è poi arrivati alla soluzione ottimale all'interno di questi limiti.

| | |
|------------------------------|---------------|
| Modulo normale m_n | 1,80 - 2,20 |
| Angolo di pressione α | 17,5° - 22,5° |
| Angolo d'elica β | 15° - 25° |

Tabella 5.4: parametri geometrici per le ruote del riduttore

Un ulteriore aspetto da tenere in considerazione come dato di ingresso è il ciclo di carico del veicolo. Per avere un'idea dei carichi a cui è sottoposto il riduttore di un veicolo ad alte prestazioni, si può fare riferimento alla Tabella 5.5, in cui sono riportati la potenza e il numero di giri del motore elettrico in percentuale rispetto ai valori massimi. Tali valori sono assunti per una certa frequenza di funzionamento rispetto alla vita utile del veicolo e sono stati presi in base all'esperienza aziendale nel campo della progettazione di questi componenti. Secondo questi dati, infatti, il veicolo è sottoposto al massimo sforzo per il 40% della propria vita, considerando che si tratta di una vettura sportiva e che potrà essere sfruttata anche in pista. Per un altro 30% della vita utile la potenza utilizzata è pari a 0,5 (rispetto alla potenza massima) e per il restante 30% della vita è pari a 0,25. Tali valori sono stati inseriti nel programma di calcolo per poter verificare la resistenza a fatica del riduttore tenendo conto dei danni cumulati per ogni ciclo di carico.

| Frequenza [%] | Fattore potenza | Potenza [kW] | Numero di giri [rpm] | Momento torcente [Nm] |
|---------------|-----------------|--------------|----------------------|-----------------------|
| 40 | 1 | 278 | 4740,5 | 560 |
| 30 | 0,5 | 139 | 4740,5 | 280 |
| 30 | 0,25 | 69,5 | 4740,5 | 140 |

Tabella 5.5: spettro di carico per veicolo elettrico ad alte prestazioni

5.2 Normative di riferimento

La progettazione delle ruote dentate è eseguita seguendo le norme internazionali sulla capacità di carico degli ingranaggi. Tali norme sono raccolte nella ISO 6336 del 2019 e indicano tutti i calcoli necessari per ottenere un ingranaggio dimensionato correttamente per l'applicazione richiesta.

5.2.1 ISO 6336-1

Il primo documento della norma presenta i principi di base e i fattori generali di influenza per il calcolo della capacità di carico di ingranaggi cilindrici ed elicoidali. Insieme agli altri documenti della serie ISO 6336, fornisce diversi metodi di progettazione per ruote dentate, ognuno con il proprio livello di affidabilità. In particolare, include diverse procedure basate sull'esperienza pregressa e su studi teorici. Tali metodi sono stati validati per:

- angolo di pressione normale α_n compreso tra 15° e 25° ;
- angolo d'elica β fino a 30° ;
- grado di ricoprimento trasversale ε_t tra 1 e 2,5.

Come specificato dalla norma, per valori al di fuori di questi intervalli, i risultati dei calcoli devono essere confermati dall'esperienza del progettista. In particolare, ci sono alcune condizioni per cui le formule presenti nella norma non sono assolutamente utilizzabili:

- grado di ricoprimento trasversale ε_t inferiore a 1;
- interferenza tra la testa del dente e il raggio di raccordo al piede;
- denti a punta;
- gioco nullo.

Inoltre, vengono fornite formule di valutazione per il calcolo della capacità di carico in funzione delle diverse modalità di cedimento analizzate in precedenza, come la rottura a piede dente, il *pitting*, la frattura dei fianchi, il grippaggio, il *micropitting*, etc.

Un appunto interessante che viene fatto nella norma riguarda le ruote di uscita nelle trasmissioni (o riduttori) dei veicoli che, dovendo funzionare a velocità relativamente basse e quindi con coppie elevate, sono progettate con moduli elevati (quindi denti grossi) per avere una resistenza adeguata. Inoltre, l'affidabilità di questi ingranaggi può essere compresa tra l'80 e il 90%, a differenza degli ingranaggi industriali ad alta velocità che richiedono valori superiori al 99%. Per la verifica del progetto vengono utilizzati dei coefficienti di sicurezza specifici per ogni modalità di cedimento. Ad esempio, per la flessione del dente e il *pitting* tali coefficienti sono dati dal rapporto tra tensione massima ammissibile e tensione calcolata in quella specifica applicazione. Per il grippaggio, invece, il rapporto è tra la temperatura massima ammissibile e quella rilevata in esercizio.

Nel calcolo delle tensioni di lavoro vengono introdotti dei coefficienti correttivi, che tengono in considerazione una grande quantità di parametri. In particolare, essi vengono distinti in:

- coefficienti relativi alla geometria dell'ingranaggio o stabiliti a priori (Z per il *pitting* e Y per la flessione). Questi sono calcolabili con le formule contenute nella ISO 6336;
- coefficienti che considerano diverse condizioni di esercizio, tutti indipendenti tra loro. Questi includono i coefficienti K , calcolabili con vari metodi, ognuno indicato aggiungendo il pedice A, B o C, in ordine decrescente di accuratezza.

La prima categoria di coefficienti verrà analizzata nel dettaglio nei paragrafi successivi, relativi alle pagine specifiche della norma a proposito di *pitting* e flessione. Verranno qui esposti invece i coefficienti K , ognuno con le proprie caratteristiche e fattori di influenza.

Fattore di applicazione K_A : corregge il carico nominale tenendo in considerazione la variabilità delle sollecitazioni in funzione dell'applicazione. Gli eventuali sovraccarichi dipendono essenzialmente dalle caratteristiche degli organi conduttori e di quelli condotti, così come dalle masse e dalle rigidità dei componenti del sistema. Valori empirici del coefficiente K_A sono mostrati in Tabella 5.6, in funzione delle condizioni di lavoro della macchina condotta (nel nostro caso, la ruota del veicolo) e conduttrice (il motore elettrico).

| Caratteristica di funzionamento della macchina conduttrice | Caratteristica di funzionamento della macchina condotta | | | |
|--|---|--------------|---------------|--------------|
| | Uniforme | Urti leggeri | Urti moderati | Urti pesanti |
| Uniforme | 1,00 | 1,25 | 1,50 | 1,75 |
| Urti leggeri | 1,10 | 1,35 | 1,60 | 1,85 |
| Urti moderati | 1,25 | 1,50 | 1,75 | 2,00 |
| Urti pesanti | 1,50 | 1,75 | 2,00 | $\geq 2,25$ |

Tabella 5.6: valori di riferimento per il fattore di applicazione K_A , tratta da [24]

Nel caso in cui il ciclo di carico degli ingranaggi sia noto già in partenza, il valore del coefficiente può essere assunto pari a 1, come è stato fatto nel progetto di questo riduttore epicicloidale.

Fattore dinamico K_V : tiene conto degli effetti della precisione della dentatura in relazione alla velocità e al carico. Gli ingranaggi ad alta precisione richiedono valori minori per questo parametro rispetto a quelli meno precisi. Gli scostamenti del profilo dei denti rispetto ai valori nominali possono derivare dalla qualità di lavorazione e dalle condizioni di esercizio (ad esempio usura e deformazioni sotto carico). Tali variazioni possono portare a rapporti di trasmissione non costanti, causando quindi fenomeni vibratori potenzialmente dannosi. I parametri che influenzano il fattore K_V sono distinti in:

- parametri di progetto: velocità tangenziale della ruota (misurata sul diametro primitivo), carico sui denti, inerzia e rigidità degli elementi in rotazione, rigidità dei denti, proprietà del lubrificante, rigidità dei cuscinetti e della scatola, velocità critiche e vibrazioni dell'ingranaggio;
- parametri di fabbricazione: deviazioni del profilo di dentatura, eccentricità delle superfici di riferimento rispetto all'asse di rotazione, deviazioni del fianco del dente lungo la fascia, sbilanciamento dei componenti, montaggio e precarico dei cuscinetti;
- parametri di esercizio: frequenze di oscillazione (che dipendono dalla velocità e dal modulo), variazioni di rigidità durante l'ingranamento (meno accentuate per gradi di ricoprimento maggiori di 2), carico trasmesso dai denti (può causare deformazioni diverse da quelle nominali), squilibrio dinamico di alberi e denti, ambiente operativo, vibrazioni indotte dallo strisciamento dei denti.

Fattori di carico sulla larghezza $K_{H\beta}$ e $K_{F\beta}$: tengono conto degli effetti della distribuzione non uniforme del carico sulla larghezza della dentatura. Il primo incide sulla resistenza a *pitting* (il pedice H sta per pressione Hertziana) e il secondo sulla resistenza a flessione del dente. Entrambi i coefficienti sono definiti come il rapporto tra carico unitario massimo e carico unitario nominale sulla

larghezza della dentatura. L'entità dello scostamento della tensione di picco rispetto a quella nominale può dipendere da svariati parametri, tra i quali:

- qualità di lavorazione dei denti;
- disallineamento degli assi di rotazione delle ruote ingrananti;
- deformazioni elastiche degli organi di supporto (alberi, cuscinetti, alloggiamenti);
- giochi dei cuscinetti;
- rigidità dei denti;
- deformazioni termiche;
- modifiche sull'elica (rastremazioni d'estremità, bombature d'elica, conicità).

Fattori di carico trasversali $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$: come i precedenti fattori, anche questi tengono conto degli effetti della distribuzione non uniforme del carico, ma in questo caso tra le coppie di denti in presa. Anch'essi sono relativi rispettivamente alla resistenza a *pitting* e a flessione e sono influenzati da:

- deformazioni sotto carico;
- modifiche al profilo;
- qualità di lavorazione;
- effetti del rodaggio.

Esiste poi un ulteriore coefficiente, non presente nella norma ISO 6336, ma specifico per i rotismi epicicloidali a più satelliti. Tale fattore, denominato di distribuzione del carico e indicato con K_{γ} , è specificato nella norma ANSI/AGMA 6123-C16, un manuale americano per la progettazione di rotismi epicicloidali. In particolare, questo fattore correttivo tiene conto del fatto che nei riduttori in cui la potenza viene trasmessa attraverso diversi percorsi, il carico tangenziale non è distribuito in modo perfettamente uniforme tra i vari satelliti, ma ce ne sarà sempre uno più sollecitato degli altri. Il valore di K_{γ} , dipendente dal numero di satelliti e dalla qualità di lavorazione degli stessi, può essere stimato come in Tabella 5.7.

| Livello di applicazione | Numero di satelliti | | | | | | | |
|-------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 1 | 1,16 | 1,23 | 1,32 | 1,35 | 1,38 | 1,47 | 1,52 | - |
| 2 | 1,00 | 1,05 | 1,25 | 1,35 | 1,44 | 1,47 | 1,52 | 1,61 |
| 3 | 1,00 | 1,00 | 1,15 | 1,19 | 1,23 | 1,27 | 1,30 | 1,33 |
| 4 | 1,00 | 1,00 | 1,08 | 1,12 | 1,16 | 1,20 | 1,23 | 1,26 |

Tabella 5.7: stima di K_{γ} in funzione del numero di satelliti e della qualità di lavorazione, tratta da [23]

Riassumendo quanto visto finora, il carico agente sul riduttore epicicloidale è stimato pari a $F_t K_A K_{\nu} K_{H\beta} K_{F\beta} K_{H\alpha} K_{F\alpha} K_{\gamma}$, con F_t (forza tangenziale) ricavabile a partire dai valori di potenza, velocità di rotazione e diametro primitivo.

5.2.2 ISO 6336-2

La seconda parte della norma si focalizza sulla resistenza a *pitting* e su tutti i fattori correttivi per tenere in considerazione i vari parametri geometrici, di fabbricazione e di esercizio. Vengono qui esposti i coefficienti analizzati, omettendo per semplicità le formule per ricavarli, comunque reperibili nella norma stessa.

Fattore di zona Z_H : permette di tenere conto dell'influenza sulla pressione Hertziana della curvatura del fianco del dente in corrispondenza del diametro primitivo. Tale coefficiente trasforma il carico tangenziale sul cilindro di riferimento in un carico normale sul cilindro primitivo.

Fattori di contatto Z_B e Z_D : sono utilizzati per trasformare la tensione di contatto sul diametro primitivo nella tensione di contatto in un punto interno della coppia di denti ingrananti.

Fattore di elasticità Z_E : tiene in considerazione l'effetto delle proprietà del materiale, quali modulo di elasticità E e coefficiente di Poisson ν , sulla tensione di contatto.

Fattore del grado di ricoprimento Z_ε : tiene conto dell'effetto del grado di ricoprimento (o rapporto di condotta) sulla capacità di carico superficiale.

Fattore dell'angolo d'elica Z_β : tiene conto dell'effetto dell'angolo d'elica sulla capacità di carico superficiale.

Fattore di vita Z_{NT} : permette di tenere in considerazione tensioni di contatto maggiori (incluse quelle statiche) tollerabili per un limitato numero di cicli. Il confronto viene fatto rispetto al numero di cicli in cui si presenta l'asintoto orizzontale nelle curve di Wöhler del materiale scelto.

Fattore di indurimento in esercizio Z_W : tiene conto dell'aumento di resistenza superficiale dovuta all'accoppiamento tra una ruota in acciaio e un pignone di elevata durezza e con fianchi del dente a bassa rugosità.

Fattore di taglia Z_X : permette di tenere in considerazione gli effetti della dimensione della ruota sulla vita a fatica. Essa, infatti, diminuisce all'aumentare delle dimensioni, in quanto aumenta la probabilità di avere punti deboli nella struttura.

Esistono poi altri tre fattori legati al lubrificante, il quale influenza la durata superficiale dei denti. In particolare, i maggiori effetti sono dovuti alla viscosità (fattore Z_L), alla velocità sul diametro primitivo (fattore Z_V) e al rapporto tra rugosità superficiale dei fianchi (dopo rodaggio) e minimo spessore del velo di lubrificante (fattore Z_R).

5.2.3 ISO 6336-3

La terza parte della norma indica i parametri da considerare per calcolare la resistenza a flessione dei denti degli ingranaggi. Così come per il *pitting*, anche in questa sezione sono presentati dei coefficienti correttivi che, in base a caratteristiche geometriche e condizioni di funzionamento, influiscono sulla tensione effettiva agente sul piede del dente.

Fattore di forma Y_F : tiene in considerazione la forma del dente, quindi dipende dal fattore di correzione x applicato nella fabbricazione della ruota.

Fattore di intaglio Y_S : coefficiente legato alla geometria del raggio a piede dente. Come già visto in precedenza, un raggio di raccordo più piccolo intensifica gli sforzi e riduce la vita utile dell'ingranaggio.

Fattore di ricoprimento Y_ε : tiene conto del numero di denti in presa durante l'ingranamento e della relativa influenza sulla resistenza a flessione.

Fattore dell'angolo d'elica Y_{β} : tiene conto dell'effetto dell'angolo d'elica sulla tensione flessionale effettiva.

Fattore di spessore del bordo Y_B : coefficiente correttivo che considera lo spessore della zona della ruota a supporto del dente. Infatti, se lo spessore del bordo non è sufficiente per sostenere i carichi in gioco, la rottura può verificarsi proprio in questa zona, piuttosto che in corrispondenza del raccordo di piede.

Fattore di vita Y_{NT} : permette di tenere in considerazione tensioni da contatto maggiori (incluse quelle statiche) tollerabili per un limitato numero di cicli. Il confronto viene fatto rispetto al numero di cicli in cui si presenta l'asintoto orizzontale nelle curve di Wöhler del materiale scelto.

Fattore di superficie Y_R : tiene conto dell'influenza della rugosità superficiale a piede dente sulla tensione effettiva di flessione.

Fattore di taglia Y_X : permette di tenere in considerazione gli effetti della dimensione della ruota sulla vita a fatica. Essa, infatti, diminuisce all'aumentare delle dimensioni, in quanto aumenta la probabilità di avere punti deboli nella struttura.

5.3 Il software KISSsoft

La progettazione del riduttore epicicloidale è stata fatta utilizzando un programma di calcolo all'avanguardia, KISSsoft, che comprende al suo interno le principali norme riguardanti il dimensionamento delle ruote dentate, incluse quelle appena analizzate. La potenza di questo strumento sta nella possibilità di inserire una grande quantità di dati in input, come i parametri geometrici, le condizioni di funzionamento, le modifiche sulla dentatura, le tolleranze, i materiali etc. Un esempio di finestra per l'inserimento dei dati in ingresso è riportato in Figura 5.1.

| Dati di sistema | | | |
|---|------------------|----|--|
| Geometria dente | simmetrico | | |
| Modulo normale m_n | 2.2000 | mm | |
| Angolo di pressione in sezione normale α_n | 22.5000 | ° | |
| Interasse a | 80.4574 | mm | |
| Solare | dentatura destra | | |
| Angolo d'elica sul diametro primitivo β | 20.0000 | ° | |
| Numero di satelliti | 3 | | |

| Geometria | | | |
|--|---------|-----------|----------------|
| | Solare | Satelliti | Corona interna |
| N. di denti z | 23 | 45 | -112 |
| Larghezza dente b | 40.0000 | 40.0000 | 40.0000 |
| Fattore di spostamento del profilo x | 0.2729 | 0.1271 | -1.1062 |
| Qualità (ISO 1328:2013) A | 6 | 6 | 7 |

| Materiali e lubrificazione | |
|----------------------------|--|
| Solare | Ac. da cementazione 18CrNiMo7-6, cementato, ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Durezza a cuore >=25HRC Jominy J=12mm <HRC28 |
| Satelliti | Ac. da cementazione 18CrNiMo7-6, cementato, ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Durezza a cuore >=25HRC Jominy J=12mm <HRC28 |
| Corona interna | Ac. da cementazione 18CrNiMo7-6, cementato, ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Durezza a cuore >=25HRC Jominy J=12mm <HRC28 |
| Lubrificazione | Lubrificazione a sbattimento d'ol Olio: ISO-VG 220 |

Figura 5.1: finestra per l'inserimento dei dati delle ruote dentate su KISSsoft

Grazie ai calcoli effettuati dal software, è poi possibile ricavare i dati di output, come, ad esempio, interasse, rapporto di trasmissione totale, coefficienti di sicurezza (a flessione e a *pitting*), etc. Tra le varie possibilità che il programma offre, ci sono anche la visualizzazione grafica dell'ingranamento tra le ruote (Figura 5.2) e l'analisi del contatto, con relative tensioni sui denti.

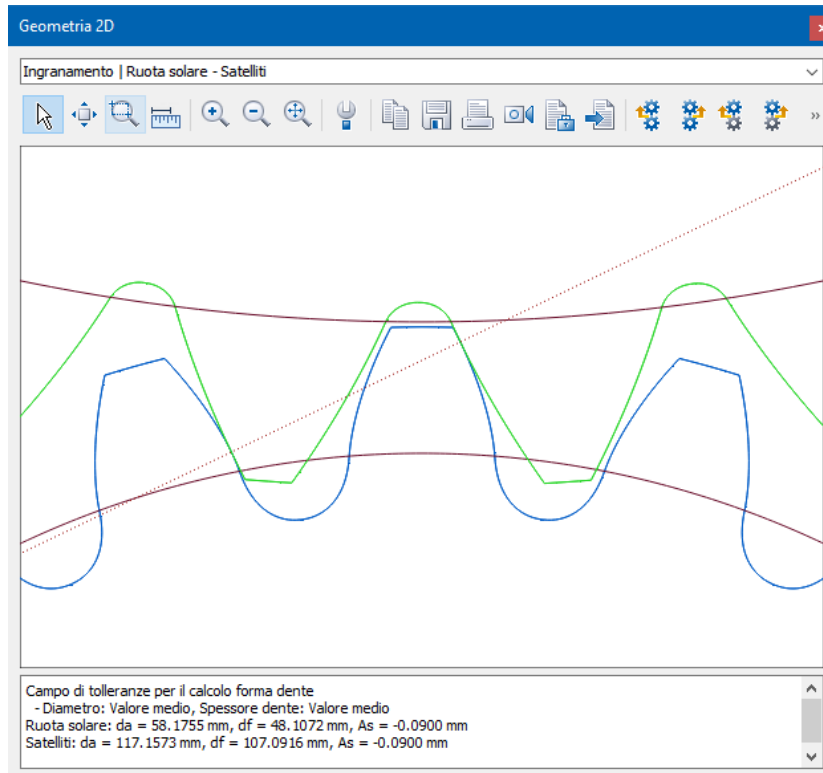


Figura 5.2: visualizzazione grafica dell'ingranamento su KISSsoft

6 Calcoli per la progettazione e risultati del dimensionamento

6.1 Dimensionamento di massima su Excel

La progettazione del riduttore epicicloidale è iniziata prendendo come riferimento i prodotti già realizzati in CIMA per alcuni clienti. Sono stati studiati i disegni tecnici e i modelli 3D delle ruote solari, dei satelliti, dei portasatelliti e delle corone. In particolare, ci si è concentrati sui materiali utilizzati, sugli ingombri di massima, sui parametri geometrici e sulle condizioni di montaggio degli organi ausiliari come perni, cuscinetti e distanziali. Questo studio preliminare è stato utile per avere un'idea generale dell'assemblaggio e dell'ordine di grandezza dei dati tecnici richiesti.

Successivamente, si è passati alla prima fase operativa del progetto, ovvero il dimensionamento di primo tentativo del riduttore. Per fare ciò è stato usato il programma di calcolo Microsoft Excel, attraverso cui sono stati costruiti cinque fogli, ognuno relativo a una diversa dimensione dei cerchi delle ruote del veicolo: R18, R19, R20, R21 e R22. All'interno di ogni foglio, dopo aver inserito i dati di partenza mostrati nel capitolo 5.2, sono stati calcolati i valori dimensionali degli ingranaggi da realizzare e il loro numero di denti. Per fare ciò sono stati assunti valori di modulo e di angolo d'elica pari, rispettivamente, a 2 mm e 20° (valori medi dei range di ammissibilità). Si è poi ricavato il rapporto di riduzione necessario per trasformare la velocità angolare del motore elettrico nella velocità di rotazione delle ruote del veicolo. Dopo vari tentativi per la scelta del numero di denti, partendo dai valori di riferimento dei clienti di CIMA, si è arrivati alla soluzione ottimale per tutte le configurazioni di cerchi: $z_1 = 23$, $z_2 = 45$, $z_3 = -112$, dove il segno meno per l'ultimo valore indica che la ruota 3 è a dentatura interna. Questi valori soddisfano la condizione di simmetria per 3 satelliti, esposta nel capitolo 4.1.2, e portano a un rapporto di riduzione tra motore elettrico e ruote (tenendo conto delle diverse dimensioni dei cerchi e della velocità massima richiesta, pari a 320 km/h) compreso tra 5,72 e 6,04. Di conseguenza, anche le velocità massime raggiungibili dal veicolo dipendono dalle dimensioni dei cerchi, ma comunque con una variazione rispetto al valore richiesto inferiore al 6%. Tutti i valori ottenuti sono mostrati in Tabella 6.1.

| Dimensione cerchi | Rapporto di riduzione totale richiesto per arrivare a $v_{max} = 320$ km/h | Rapporto di riduzione totale effettivo | v_{max} effettiva [km/h] |
|-------------------|--|--|----------------------------|
| R18 | 5,72 | 5,87 | 311,7 |
| R19 | 5,76 | 5,87 | 313,8 |
| R20 | 5,84 | 5,87 | 318,2 |
| R21 | 5,88 | 5,87 | 320,8 |
| R22 | 6,04 | 5,87 | 329,2 |

Tabella 6.1: valori ottenuti dal primo dimensionamento per le 5 diverse dimensioni dei cerchi

Dalla tabella si nota come il rapporto di riduzione totale richiesto aumenta proporzionalmente alla dimensione delle ruote del veicolo stesso. Allo stesso modo, fissato a 5,87 il rapporto di riduzione del rotismo epicicloidale, la velocità massima raggiungibile dall'auto aumenta fino a circa 329 km/h. Un grafico che riassume lo studio sulle velocità è mostrato in Figura 6.1.

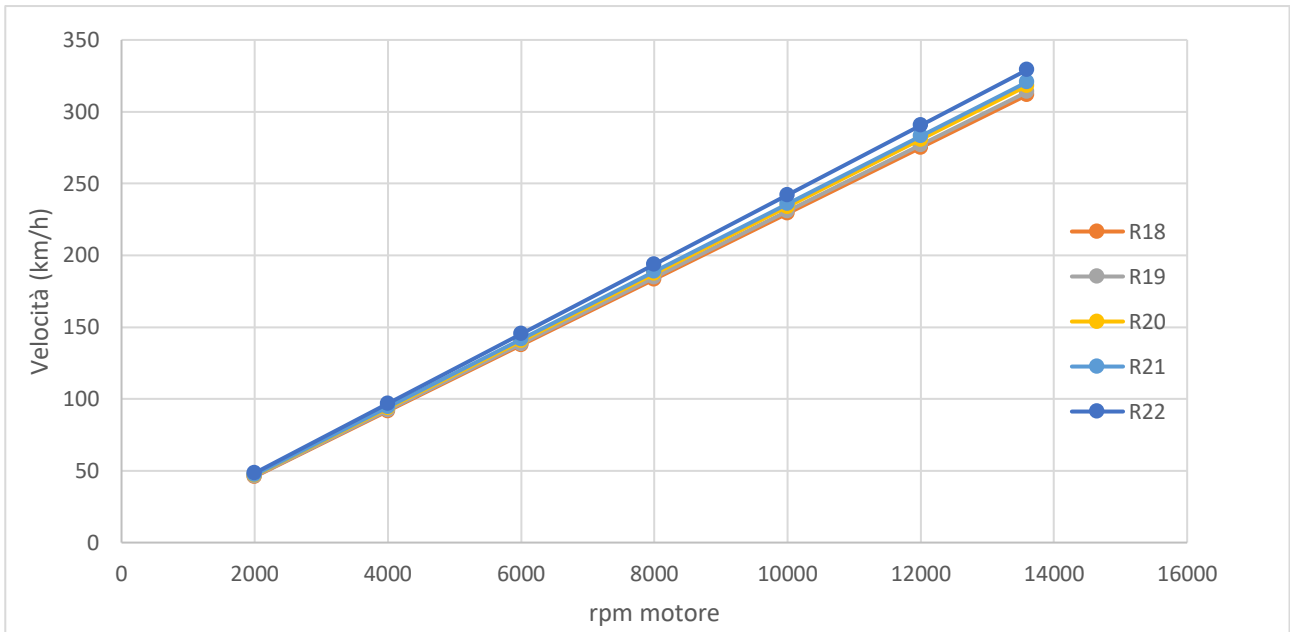


Figura 6.1: confronto tra le velocità del veicolo al variare della dimensione dei cerchi e in funzione della velocità di rotazione del motore elettrico

Un foglio Excel realizzato in questa fase è visibile in Figura 6.2. Viene mostrato solo quello relativo ai cerchi R20, in quanto gli altri quattro fogli di calcolo sono stati costruiti allo stesso modo.

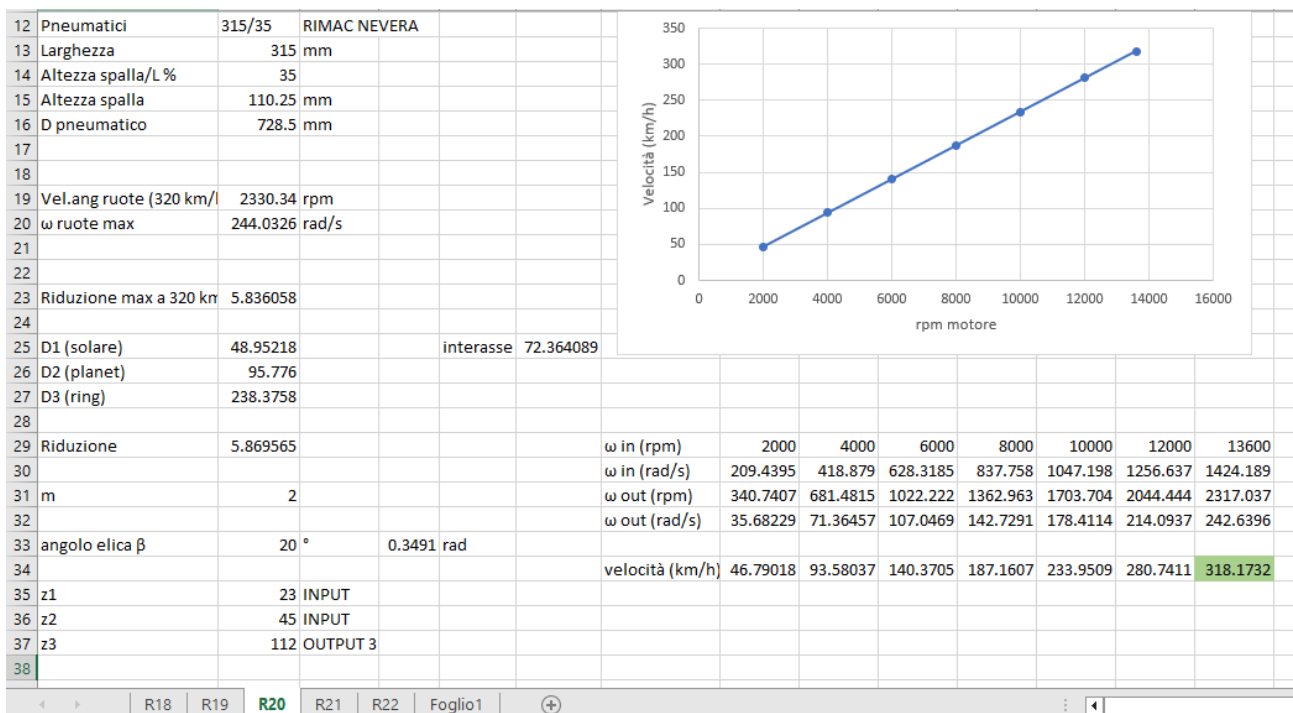


Figura 6.2: foglio Excel del primo dimensionamento, relativo alla configurazione R20

6.2 Primo dimensionamento su KISSsoft

La fase successiva del progetto è stata sviluppata grazie all'ausilio di un software di progettazione specifico per le ruote dentate, KISSsoft. Si è visto finora un calcolo su Excel semplificato, riguardante solamente l'aspetto cinematico del rotismo, senza prendere in considerazione parametri fondamentali per gli ingranaggi come il profilo di dentatura, la verifica alle sollecitazioni, le condizioni di montaggio etc. Tutti questi aspetti vengono studiati proprio con KISSsoft, implementato con tutte le norme necessarie, alcune delle quali analizzate nel capitolo 5.2. Come primo tentativo sono stati assunti i valori medi dei range di ammissibilità forniti all'inizio del progetto. Questi dati, insieme a tutti quelli su cui ci si è focalizzati per ottimizzare il progetto, sono mostrati in Figura 6.3.

The screenshot shows the KISSsoft software interface for gear design. It is divided into several sections: 'Dati di sistema', 'Geometria', 'Materiali e lubrificazione', and 'Risultati (calcolo di base)'. The 'Risultati' section contains a table with safety factors for different gear components.

| | Solare | Satelliti | Corona interna |
|---|--------|-----------|----------------|
| Cerchio di testa effettivo (mm) | 54.096 | 100.124 | 238.700 |
| Sicurezza a piede dente | 1.719 | 1.191 | 2.041 |
| Sicurezza fianchi | 0.881 | 0.931 | 2.481 |
| Sicurezza contro grippaggio, temperatura integrale | | 2.439 | 4.484 |
| Sicurezza contro grippaggio, temperatura istantanea | | 2.538 | 17.038 |

Figura 6.3: schermata di inserimento dei parametri di primo tentativo

Si può notare come i coefficienti di sicurezza relativi al *pitting* (definiti nel software come “sicurezza fianchi”), cerchiati in rosso, siano inferiori a 1, sia per la ruota solare che per i satelliti. Ciò richiede di modificare la maggior parte dei parametri geometrici, come verrà descritto nel capitolo successivo, relativo al dimensionamento finale.

In questo primo tentativo, come in tutti quelli successivi, il calcolo è stato eseguito per una vita utile pari a 20000 ore, seguendo lo spettro di carico mostrato nel capitolo 5.1, e avendo inserito il valore del massimo carico applicato, ovvero per una potenza di picco pari a 278 kW e una coppia massima di 560 Nm. Questi due valori portano, di conseguenza, a una velocità di rotazione della ruota solare pari a 4740,5 rpm. La schermata di inserimento di questi dati è riportata in Figura 6.4.

Dati base Profilo di riferimento Fabbricazione Tolleranze Resistenza Fattori

Carico

Ingranaggio motore: Ruota solare
 Fianco di lavoro, solare: fianco destro
 Senso di rotazione del solare: in senso orario
 Vita utile richiesta: 20000.0000 h

Ruota di riferimento: Ruota solare
 Numero di giri: 4740.5437 1/min
 Momento torcente: 560.0000 Nm
 Potenza: 278.0000 kW

Metodi di calcolo

Fattori, piede, fianco: ISO 6336:2019
 Micropitting: ISO/TS 6336-22
 Grippaggio: secondo metodo di calcolo
 Fatica subsuperficiale: DNV 41.2
 Rottura del fianco: Nessun calcolo
 Affidabilità: Nessun calcolo

Spettro di carico

Calcolo con spettro di carico N. 1 Immissione propria

| | Frequenza [%] | Fattore potenza | Fattore numero di ζ | $K_{H\beta 1,2}$ | $K_{H\beta 2,3}$ |
|---|---------------|-----------------|---------------------------|------------------|------------------|
| 1 | 40.000000 | 1.0000 | 1.0000 | 1.6324 | 1.7189 |
| 2 | 30.000000 | 0.5000 | 1.0000 | 2.2461 | 2.3931 |

Inserimento: Potenza Fattore Collega il file

Figura 6.4: schermata di inserimento dei parametri per la verifica di resistenza

6.3 Dimensionamento finale su KISSsoft

Il software di progettazione delle ruote dentate permette di ottimizzare i valori di modulo, angolo di pressione, interasse, larghezza di fascia, fattori di spostamento, angolo d'elica etc., per ottenere un rotismo efficace e ben realizzato. Il metodo utilizzato in questo progetto è stato in parte quello di sfruttare l'ottimizzazione proposta dal programma, sotto la voce "progettazione di precisione macrogeometria", e in parte il metodo di procedere per prove ed errori.

La potenzialità dell'ottimizzazione suggerita da KISSsoft risiede nella grande quantità di differenti dimensionamenti proposti con i relativi coefficienti di sicurezza. Nel progetto sono stati presi come obiettivi i coefficienti di sicurezza a flessione (del piede del dente) e a *pitting* (del fianco). Per ogni parametro geometrico è possibile ricavare dei grafici, che mostrano i coefficienti di sicurezza ottenuti in funzione di quello specifico parametro. Il primo tra questi è quello relativo all'angolo di pressione α , mostrato in Figura 6.5, in cui si vede che i valori di sicurezza più elevati (in alto a destra) sono quelli per $\alpha = 22,5^\circ$. Lo stesso ragionamento è stato fatto per l'angolo d'elica β , preso pari a 25° (Figura 6.6), e per il modulo m , scelto pari a 2,2 (Figura 6.7).

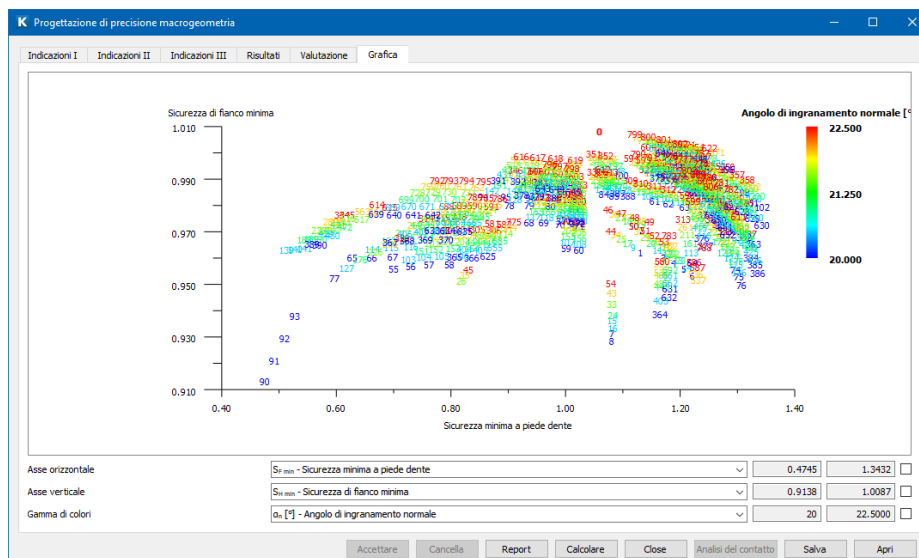


Figura 6.5: angolo di pressione ottimizzato in funzione dei coefficienti di sicurezza

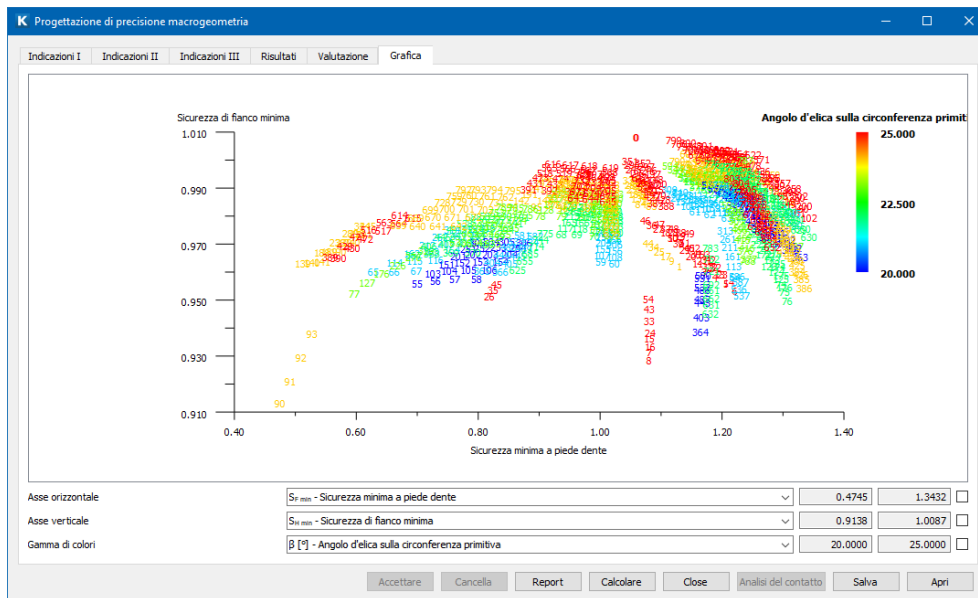


Figura 6.6: angolo d'elica ottimizzato in funzione dei coefficienti di sicurezza

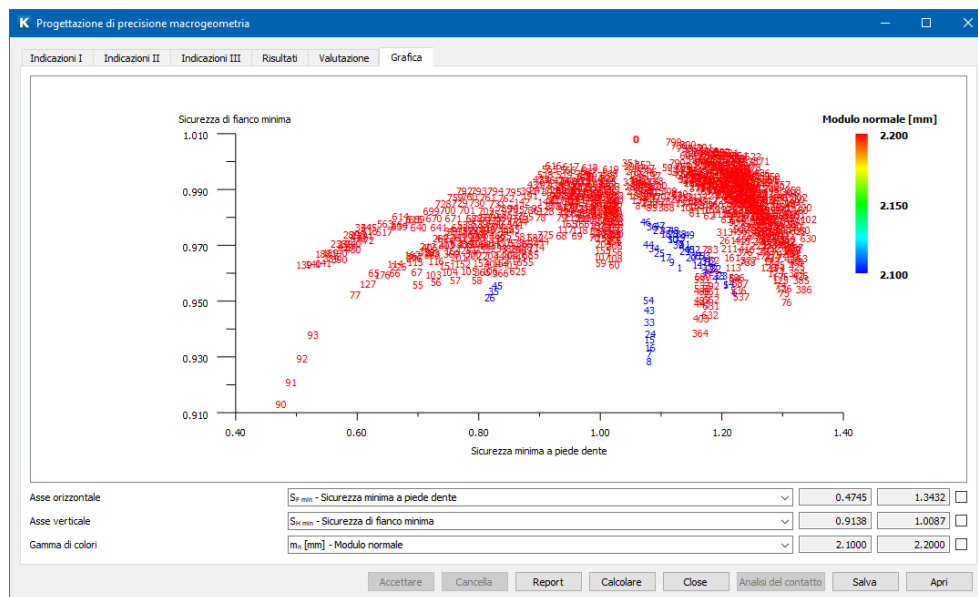


Figura 6.7: modulo ottimizzato in funzione dei coefficienti di sicurezza

Il materiale utilizzato per la ruota solare, per i tre satelliti e per la corona è un acciaio da cementazione, il 18CrNiMo7-6 con qualità secondo la norma ISO 6336-5, cementato e con durezza a cuore ≥ 25 HRC e in superficie pari a 61 HRC. Inoltre, si è deciso di rettificare i denti della ruota solare e dei satelliti, ottenendo le rugosità mostrate in Tabella 6.2. Le rugosità della corona, invece, sono maggiori, in quanto si è deciso che, per le condizioni di lavoro a cui è sottoposta, non è necessario eseguire la rettifica. La corona, infatti, ha un numero di denti maggiore rispetto al solare e ai satelliti, con spessore dei denti maggiorato alla base, e il profilo è di forma concava, anziché convessa; dunque i denti sono insieme più resistenti e meno caricati. Lo stesso ragionamento è stato fatto per l'operazione di pallinatura, eseguita solo sulla ruota solare e sui satelliti.

| | R_{zF} [μm] | R_{zH} [μm] | R_{aF} [μm] | R_{aH} [μm] |
|-----------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Solare | 4.0 | 3.0 | 0.6 | 0.4 |
| Satelliti | 4.0 | 3.0 | 0.6 | 0.4 |
| Corona | 20.0 | 4.8 | 3.0 | 0.6 |

Tabella 6.2: rugosità medie di piede (F) e fianco (H) dei denti delle ruote progettate

I valori di rugosità della corona non sono stati quindi modificati rispetto ai valori di default.

La lubrificazione è stata impostata come “a sbattimento”, utilizzando come lubrificante l’olio minerale ISO-VG 220, le cui caratteristiche principali sono riportate in Tabella 6.3.

| | |
|--|------|
| Densità [kg/m^3] | 895 |
| Viscosità cinematica a 40 °C [mm^2/s] | 220 |
| Viscosità cinematica a 100 °C [mm^2/s] | 17,5 |
| Temperatura minima [°C] | -15 |
| Temperatura massima [°C] | 120 |

Tabella 6.3: caratteristiche principali del lubrificante scelto: olio minerale ISO-VG 220

Come visto nel capitolo 3, la correzione delle ruote dentate è una modifica che permette di avere maggiore libertà nel dimensionamento della dentatura e degli accoppiamenti solare-satelliti e satelliti-corona. Ci sono varie ottimizzazioni possibili che possono guidare nella scelta del parametro di correzione x . Nel riduttore in esame, si è deciso di dimensionare il valore di x per le tre ruote parallelamente alla scelta dell’interasse. Note le dimensioni di partenza delle ruote, date da modulo e numero di denti, il range dell’interasse è 82,0 – 84,0 mm. Proseguendo per step, a partire da 82 mm e incrementando di 0,2 mm per volta, si è arrivati al valore che ottimizza i coefficienti di sicurezza a *pitting* e a flessione del dente, pari a 83,0 mm.

A questo punto, noti modulo m , angolo di pressione α , angolo d’elica β , numero di denti e interasse, è stato possibile concentrarsi sui fattori di correzione x . KISSsoft propone delle soluzioni che possono minimizzare lo strisciamento specifico o le velocità di strisciamento, oppure massimizzare la sicurezza a flessione o la sicurezza a *pitting*. A questo punto della progettazione, si è deciso di focalizzare l’attenzione sullo strisciamento specifico ξ , assumendo valori di x per mantenerlo il più basso possibile. Il grafico di Figura 6.8 mostra l’andamento di ξ in funzione dell’angolo di rotazione della ruota solare. Il valore massimo di ξ (in valore assoluto), pari a 0,818, è ben al di sotto del valore critico, pari a 3, per evitare usure eccessive.

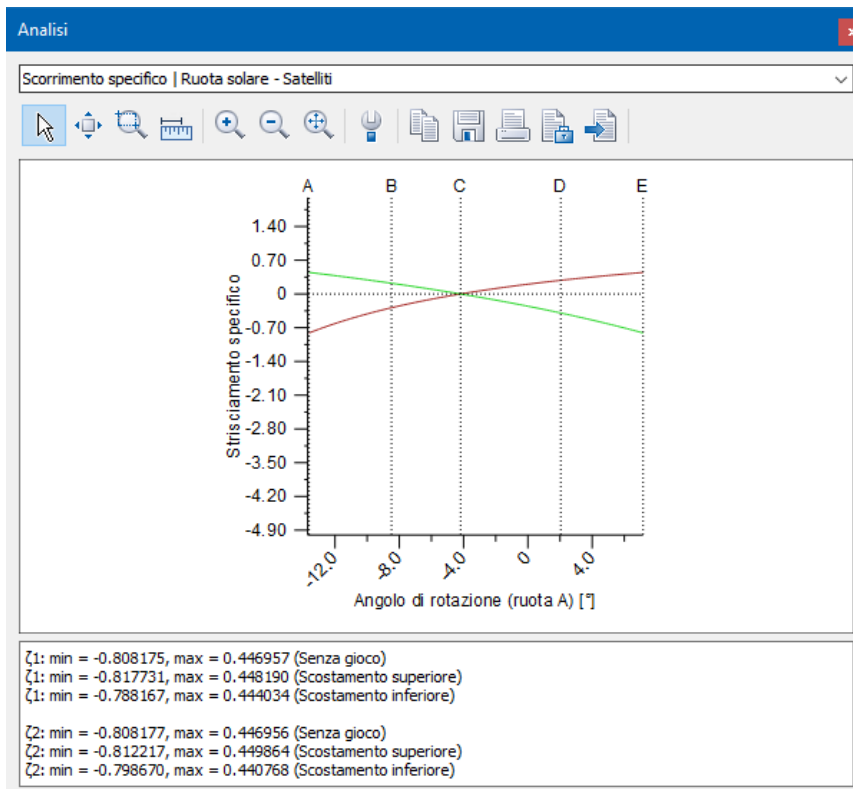


Figura 6.8: scorrimento specifico di ruota solare e satelliti in funzione dell'angolo di rotazione della ruota solare

Le stesse considerazioni possono essere fatte sull'ingranamento tra satelliti e corona, il cui scorrimento specifico in funzione dell'angolo di rotazione è mostrato in Figura 6.9. Anche qui il valore massimo, pari a 0,257, è inferiore al valore critico.

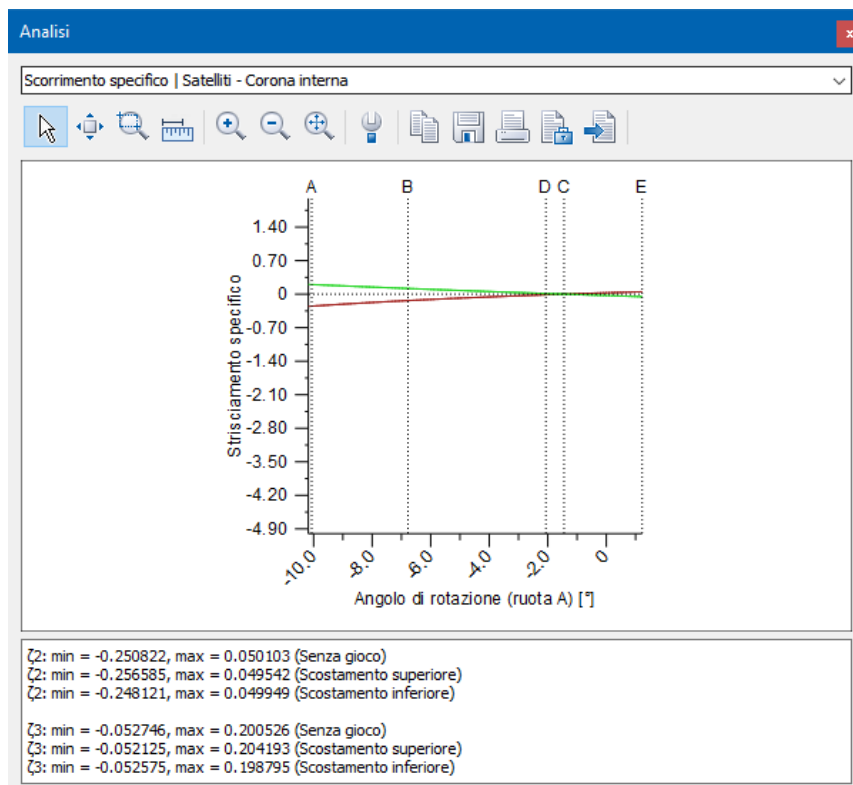


Figura 6.9: scorrimento specifico di satelliti e corona in funzione della rotazione dei satelliti

Un'altra possibilità offerta dal software è quella di ottimizzare il coefficiente di sicurezza a *pitting*. Questa alternativa è stata presa in considerazione, confrontando i possibili vantaggi e svantaggi rispetto alla soluzione precedente. Si è registrato un aumento del coefficiente di sicurezza pari a circa il 2%, passando da 1,04 a 1,06 per il solare e da 1,10 a 1,12 per i satelliti. D'altro canto, i valori di scorrimento specifico sono cresciuti notevolmente, come riportato in Figura 6.10.

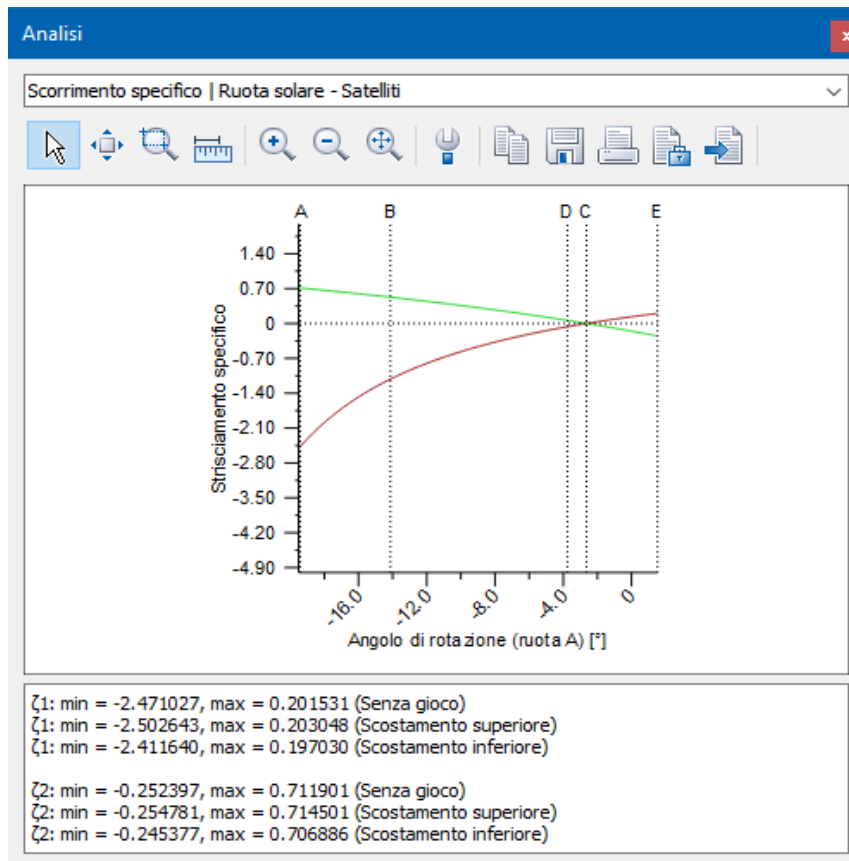


Figura 6.10: strisciamento specifico di ruota solare e satelliti per valori di x ottimizzati per la sicurezza a *pitting*

Dopo queste considerazioni, si è deciso di assumere i fattori di correzione riportati in Tabella 6.4, per minimizzare gli strisciamenti specifici e dunque l'usura dei denti.

| | Solare | Satelliti | Corona |
|---------------------------|--------|-----------|---------|
| Fattori di correzione x | 0,2053 | 0,0100 | -0,8100 |

Tabella 6.4: fattori di correzione ottimizzati per lo strisciamento specifico

Da questi valori dei fattori di correzione si può calcolare l'entità dello spostamento che l'utensile creatore deve avere rispetto alla linea di riferimento, tangente al diametro primitivo della ruota in produzione. Tale valore, ottenuto moltiplicando il modulo m per il fattore x , è positivo per la ruota solare e i satelliti, e pari a rispettivamente a 0,452 mm e 0,022 mm. Dunque, l'utensile dovrà allontanarsi in direzione radiale dal solare di una quota pari a circa 4,5 decimi di mm. Come conseguenza, i denti realizzati avranno una forma tipicamente più "bombata" rispetto al caso in cui $x = 0$, come mostrato in Figura 6.11. Lo spostamento relativo alla lavorazione dei satelliti è invece di lieve entità, come si vede dal profilo di Figura 6.12, mentre lo spostamento relativo alla corona è pari a -1,782 mm e riportato in Figura 6.13.

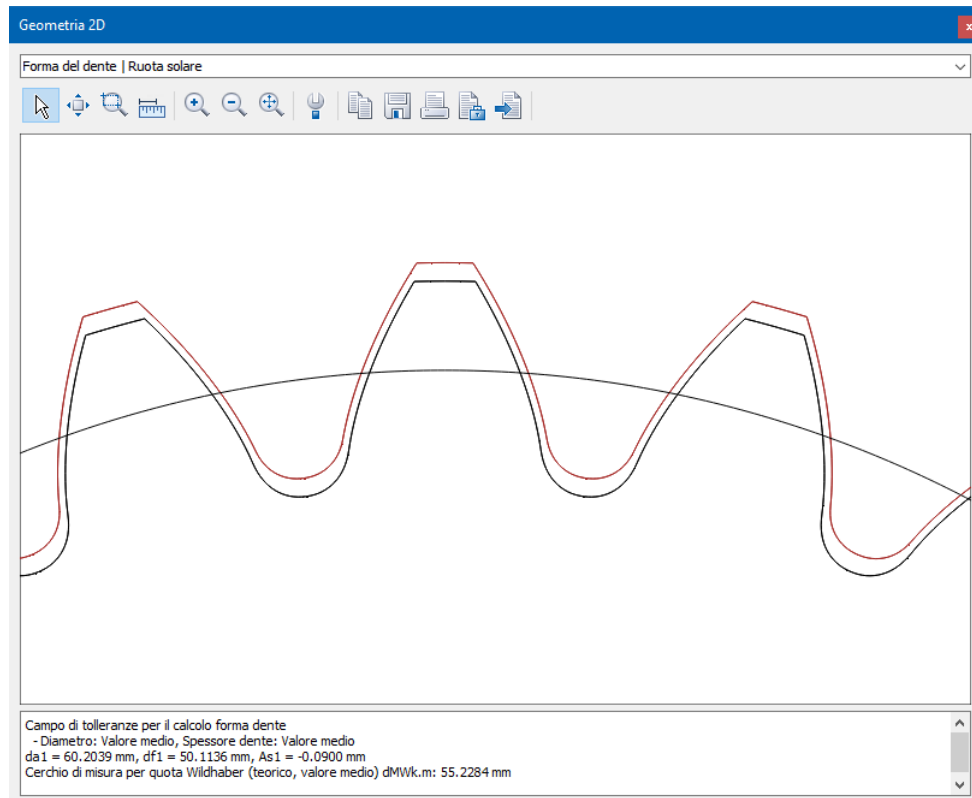


Figura 6.11: correzione del profilo dei denti della ruota solare, in rosso, pari a $x = 0,2053$

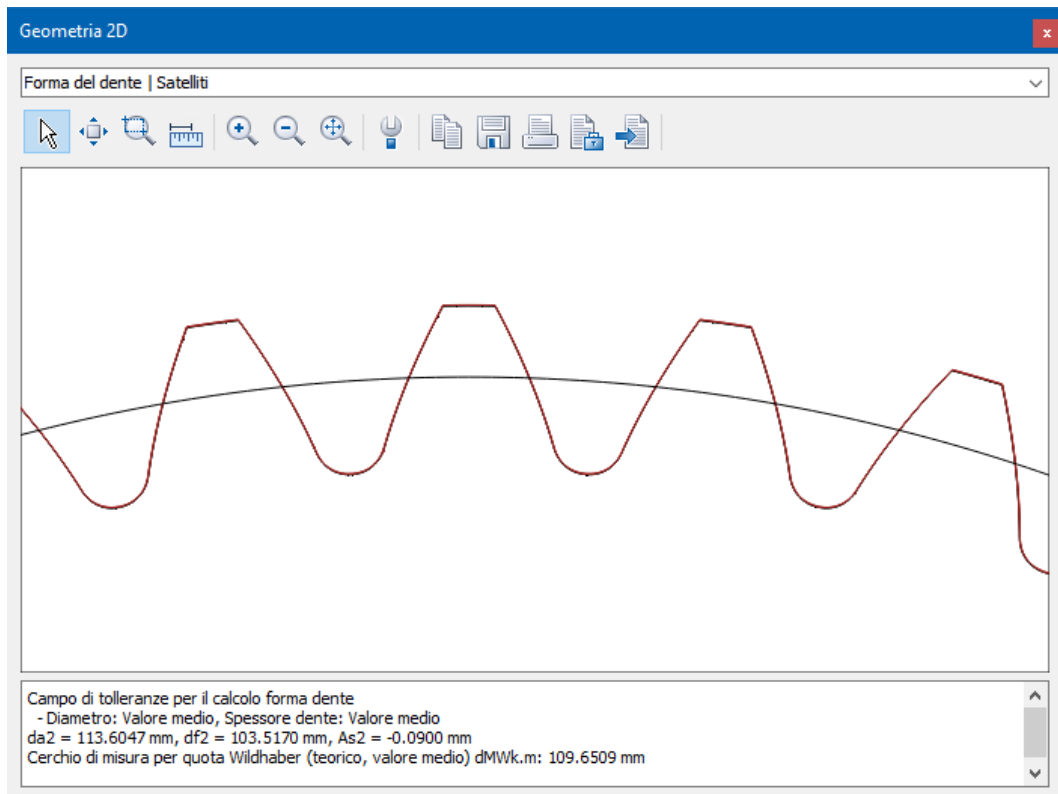


Figura 6.12: correzione del profilo dei denti dei satelliti, in rosso, pari a $x = 0,0100$

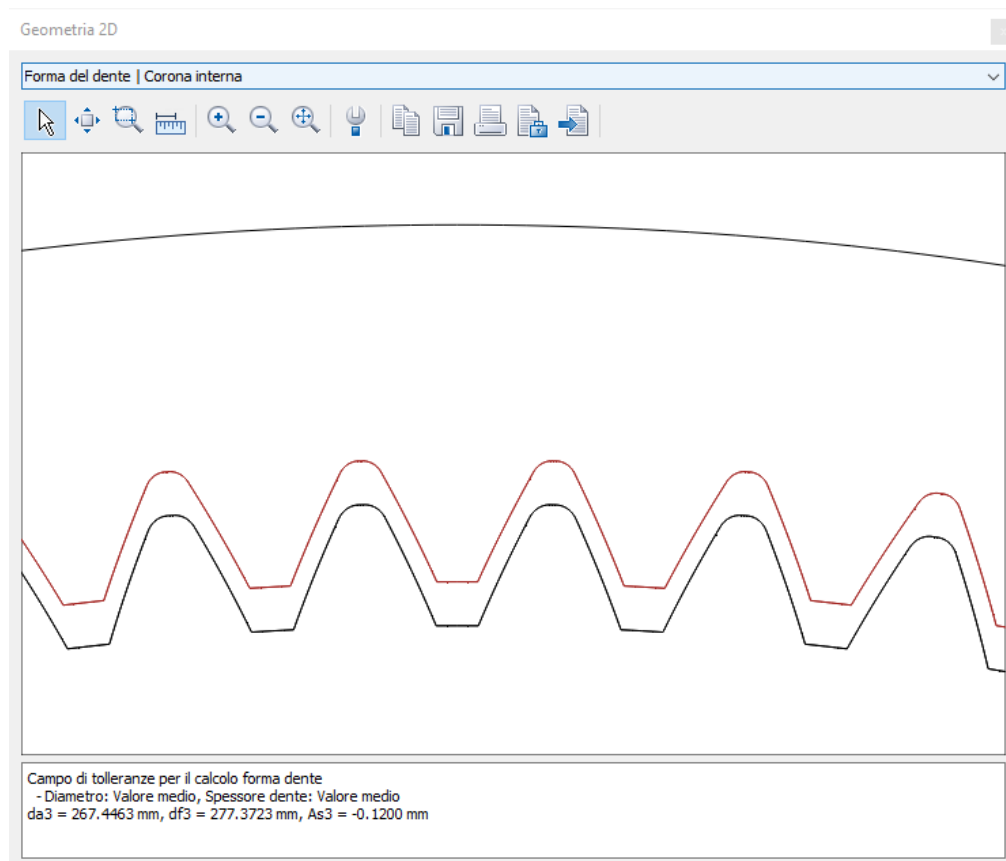


Figura 6.13: correzione del profilo dei denti della corona, in rosso, pari a $x = -0,8100$

Una sezione del software molto utile per la progettazione della dentatura è quella relativa alle modifiche della microgeometria. In particolare, sono state implementate tre tipologie di modifiche, riassunte in Tabella 6.5.

| | | |
|---|--|--|
| <p>Bombatura longitudinale sull'elica</p> | <p>15 μm</p> | |
| <p>Bombatura del profilo, centrata sull'evolvente</p> | <p>4 μm</p> | |
| <p>Spoglia di testa lineare</p> | <p>80 μm x 1,1¹</p> | |

Tabella 6.5: modifiche di microgeometria sulla dentatura dei satelliti

La scelta progettuale di modificare la microgeometria è per sfruttare la possibilità di migliorare la resistenza a *pitting* e a fatica flessionale. In questo caso si è deciso di intervenire solo sui satelliti, a causa delle difficoltà di lavorazione su componenti interni, come la corona, e sulla ruota solare, ricavata di pezzo sull'albero. Le tre modifiche effettuate sono state scelte grazie all'esperienza tecnica dell'azienda in merito alle modalità di funzionamento degli ingranaggi in un riduttore epicicloidale. Si noti che l'entità delle modifiche, come mostrato nel confronto di Figura 6.14, è dell'ordine del μm : queste possono sembrare apparentemente irrilevanti, ma nella pratica risultano estremamente utili per ottimizzare il funzionamento degli ingranaggi, specialmente quando questi trasmettono carichi notevoli e subiscono deformazioni non trascurabili.

¹ L'entità della spoglia di testa in direzione radiale (L_{ca}) si ottiene come $L_{ca}=1,1m$.

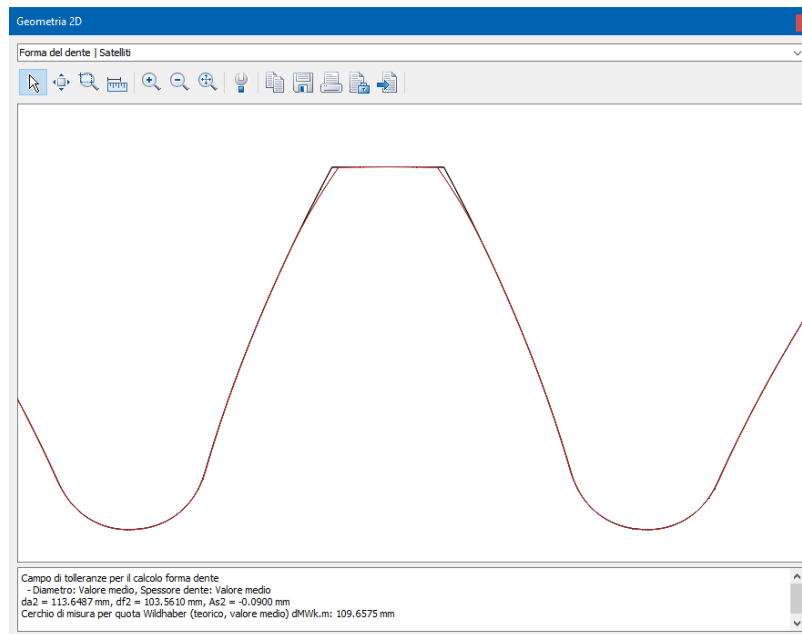


Figura 6.14: confronto tra il profilo della dentatura prima (nero) e dopo (rosso) le modifiche alla microgeometria

6.4 Risultati del calcolo

Vengono esposti in questo capitolo i parametri principali ottenuti nella progettazione del riduttore epicicloidale. La Tabella 6.6 fa riferimento ai risultati relativi alle ruote.

| | Solare | Satelliti | Corona |
|------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| Modulo m [mm] | 2,2 | 2,2 | 2,2 |
| Angolo di pressione α | 22,5° | 22,5° | 22,5° |
| Angolo d'elica β | 25° | 25° | 25° |
| Numero di denti z | 23 | 45 | -112 |
| Larghezza di fascia b [mm] | 70 | 50 | 30 |
| Fattore di correzione x | 0,2053 | 0,0100 | -0,8100 |
| Qualità ISO 1328:2013 | 6 | 6 | 7 |
| Materiale | 18CrNiMo7-6 | 18CrNiMo7-6 | 18CrNiMo7-6 |
| Rettifica | Sì | Sì | No |
| Pallinatura | Sì | Sì | No |

Tabella 6.6: caratteristiche principali delle ruote progettate

In Tabella 6.7 vengono mostrati i risultati relativi all'intero riduttore.

| | |
|------------------------------|------|
| Interasse a [mm] | 83,0 |
| Rapporto di riduzione τ | 5,87 |
| Numero di satelliti n | 3 |

Tabella 6.7: parametri del riduttore epicicloidale

La Tabella 6.8 e la Tabella 6.9 riassumono i risultati forniti da KISSsoft in termini di ricoprimenti, coefficienti di sicurezza e coefficiente correttivo $K_{H\beta}$.

| | Ingranamento solare-satelliti | Ingranamento satelliti-corona |
|---|-------------------------------|-------------------------------|
| Ricoprimento profilo | 1,323 | 1,413 |
| Ricoprimento elica | 3,057 | 1,834 |
| Ricoprimento totale | 4,380 | 3,247 |
| Sicurezza a grippaggio (temperatura media) | 3,328 | 4,499 |
| Sicurezza a grippaggio (temperatura istantanea) | 3,820 | 15,799 |
| $K_{H\beta}$ in caso di carico nominale | 1,6294 | 1,7001 |

Tabella 6.8: risultati del dimensionamento di KISSsoft

| | Solare | Satelliti | Corona |
|-------------------------|--------|-----------|--------|
| Sicurezza a piede dente | 2,484 | 1,218 | 1,565 |
| Sicurezza fianchi | 1,047 | 1,105 | 2,273 |

Tabella 6.9: risultati del dimensionamento di KISSsoft

In particolare, i valori di ricoprimento totale, sicurezza a piede dente e sicurezza dei fianchi sono sufficientemente al di sopra dei valori limite per accettare il risultato ottenuto.

6.5 Modello dei componenti progettati

Dopo aver dimensionato gli ingranaggi, ci si è occupati della modellazione di tutto ciò che vi sta intorno: portasatelliti, alloggiamenti dei cuscinetti, scatola del riduttore, collegamenti filettati, organi di bloccaggio, fori per la lubrificazione, etc. Una vista esplosa dell'assemblaggio di tutti i componenti è riportata in Figura 6.15.

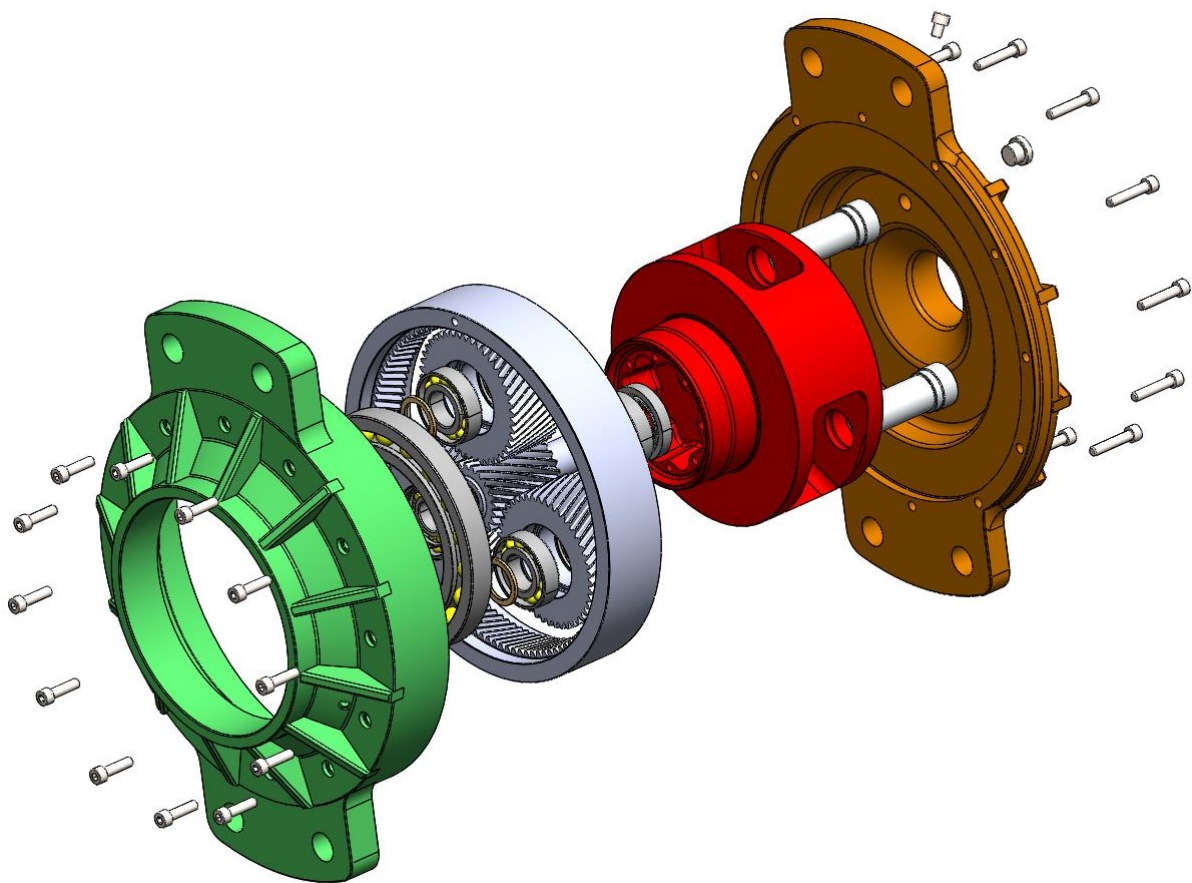


Figura 6.15: vista esplosa del riduttore

Le viste principali del riduttore sono mostrate nelle Figure da 6.16 a 6.21.

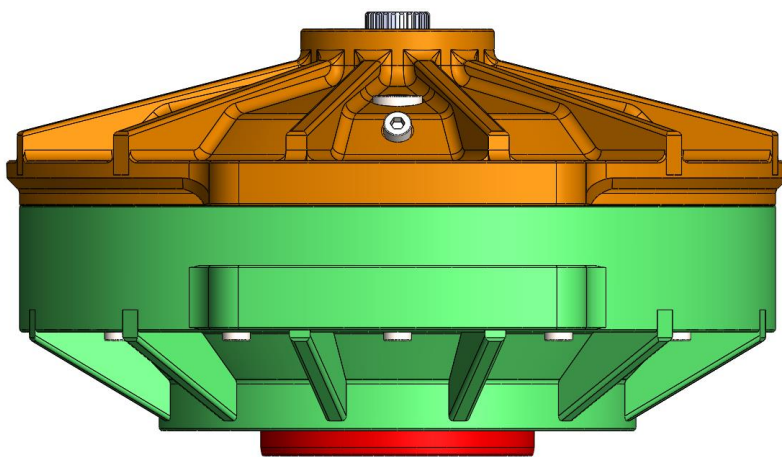


Figura 6.16: vista dall'alto

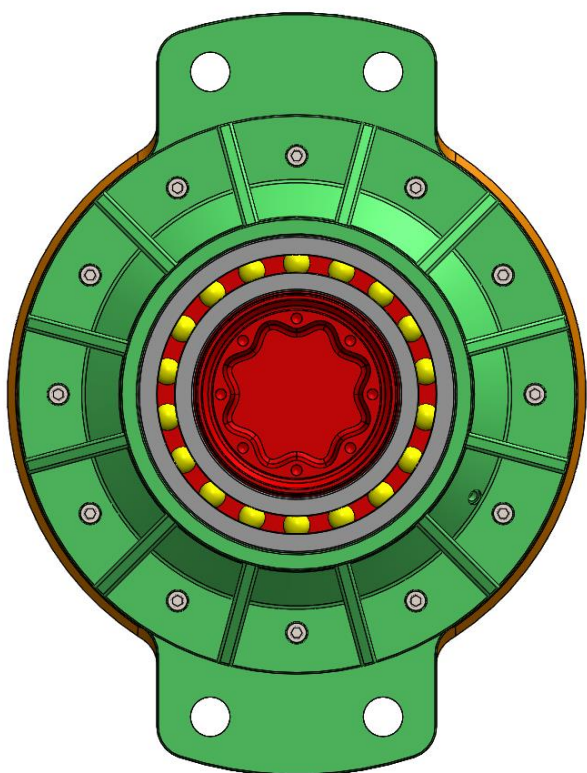


Figura 6.17: vista da destra

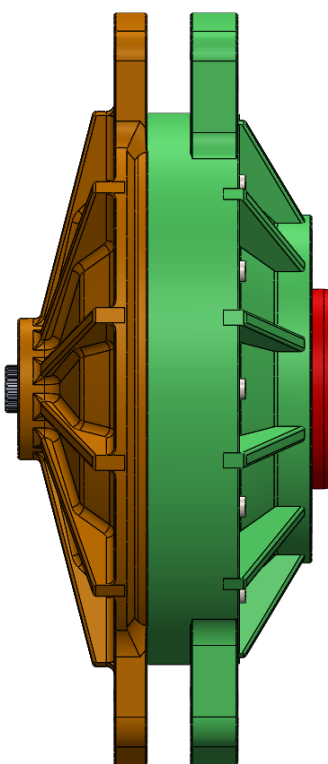


Figura 6.18: vista frontale

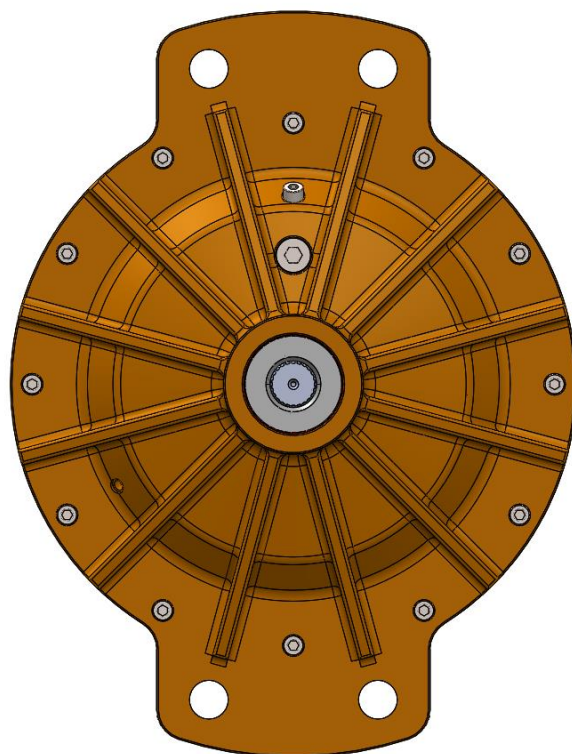


Figura 6.19: vista da sinistra

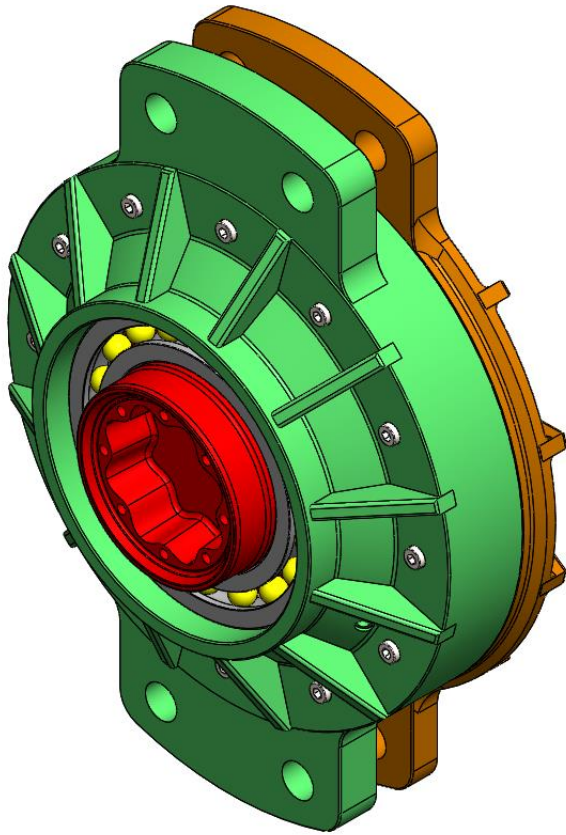


Figura 6.20: vista isometrica da destra

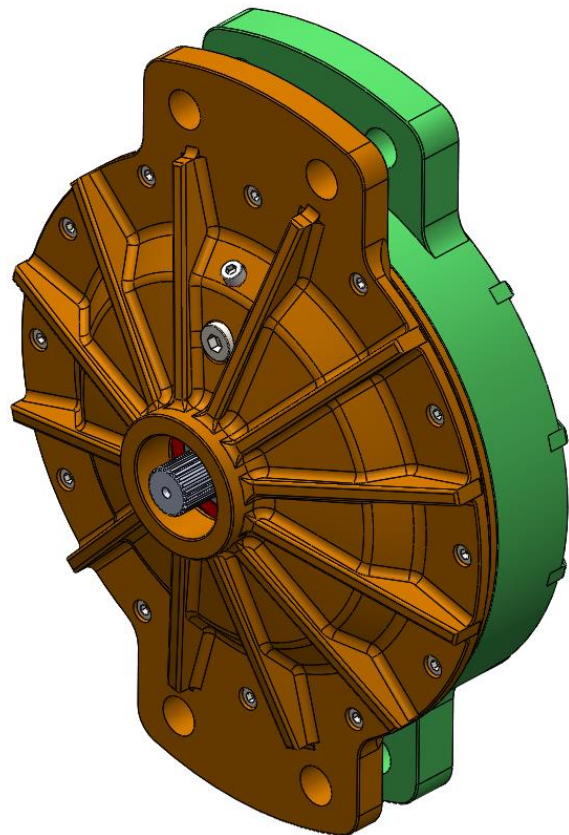


Figura 6.21: vista isometrica da sinistra

Nella sezione riportata in Figura 6.22 si può vedere l'albero del solare in ingresso, con un profilo scanalato che permette l'accoppiamento con il motore elettrico.

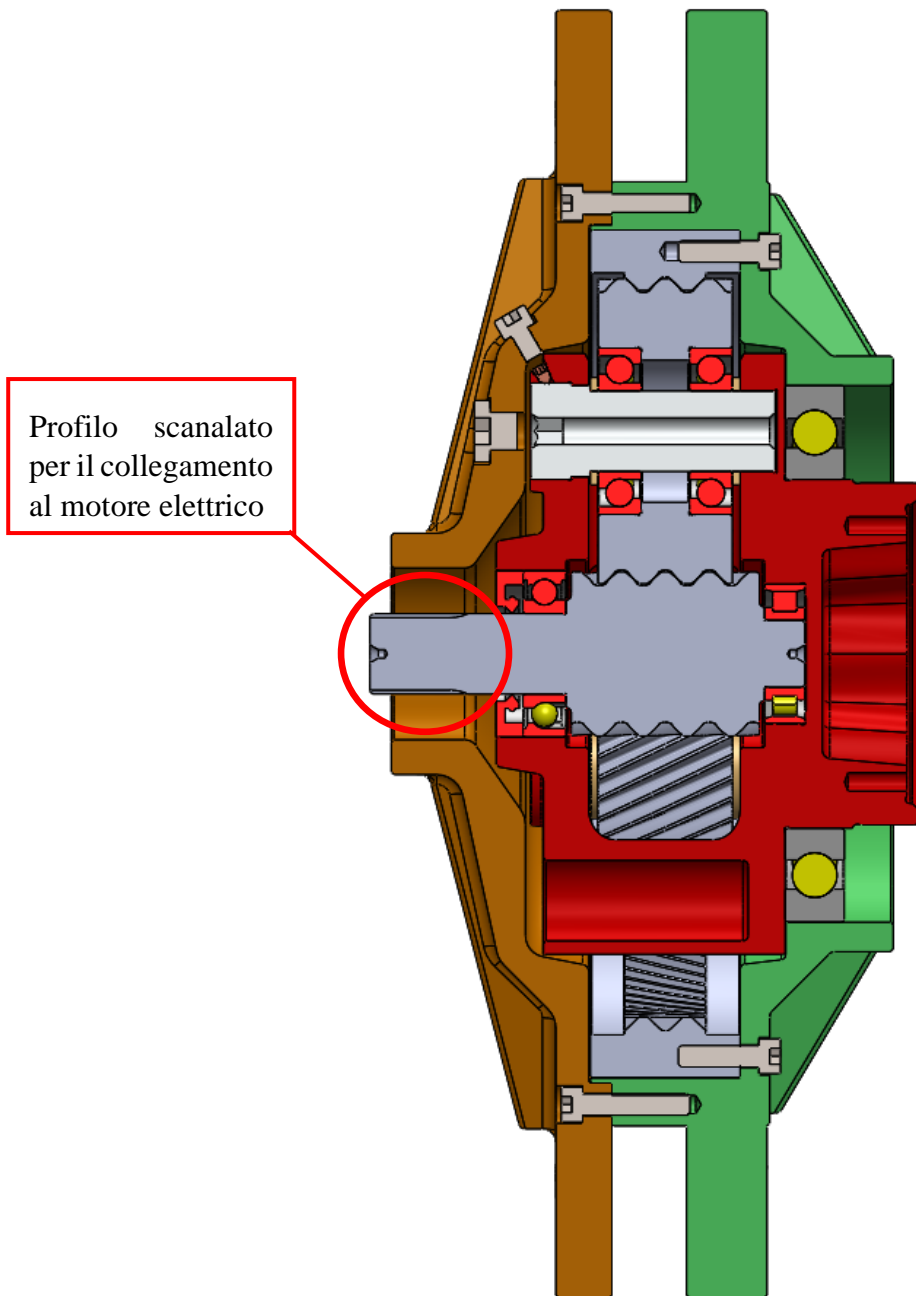


Figura 6.22: sezione del riduttore

I cuscinetti scelti per la guida del portasatelliti sull'albero della ruota solare sono stati presi dal catalogo SKF. In particolare, si è scelto un cuscinetto radiale a una corona di sfere, di diametro $\text{Ø}30$, del tipo 206, e un cuscinetto a una corona di rulli cilindrici, di diametro $\text{Ø}25$, del tipo N 205. Il cuscinetto interposto tra portasatelliti e scatola è il 16026 del catalogo SKF, con diametro interno $\text{Ø}130$, di tipo radiale a una corona di sfere, mentre i cuscinetti obliqui montati ad "O" tra perno e satellite sono di diametro $\text{Ø}30$, del tipo 7206 BECBP.

L'ingrandimento della sezione in Figura 6.23 mostra i collegamenti filettati tra le due scatole e la corona dentata. Sono state prese in considerazione due tipologie di accoppiamento: la prima è caratterizzata da una serie di viti passanti per entrambe le scatole e per la corona, fissate poi da un dado. La seconda, invece, prevede due serie di viti mordenti diverse, una per ogni scatola. La scelta è ricaduta su quest'ultima opzione perché permette di smontare facilmente la scatola marrone nelle operazioni di manutenzione, lasciando comunque montata la scatola verde.

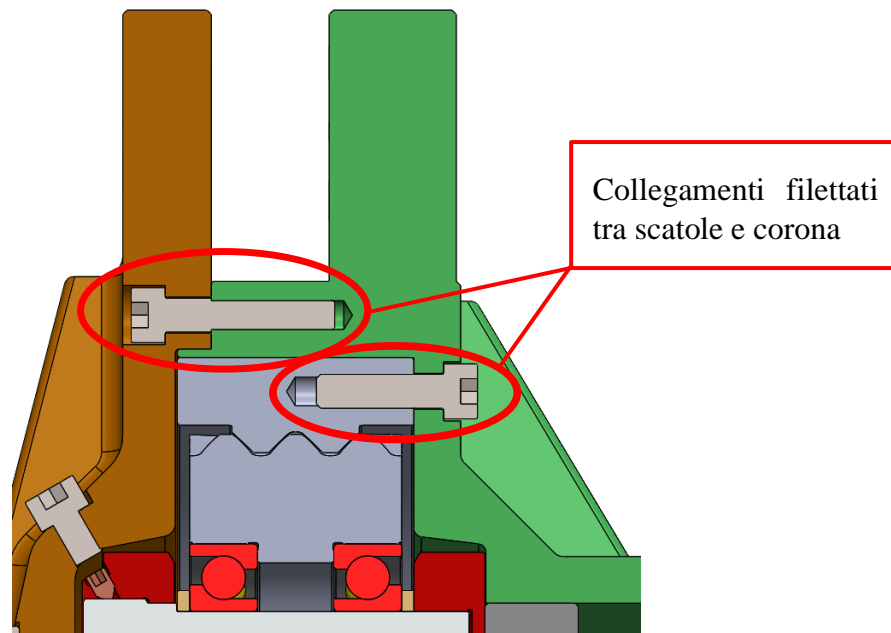


Figura 6.23: collegamenti filettati tra le scatole e la corona dentata

La Figura 6.24 mostra una sezione del riduttore lungo un piano ruotato di 120° attorno all'asse di rotazione dell'albero solare (rispetto alle sezioni delle figure precedenti) e permette di vedere i fori praticati nelle due scatole per il passaggio del lubrificante verso i cuscinetti.

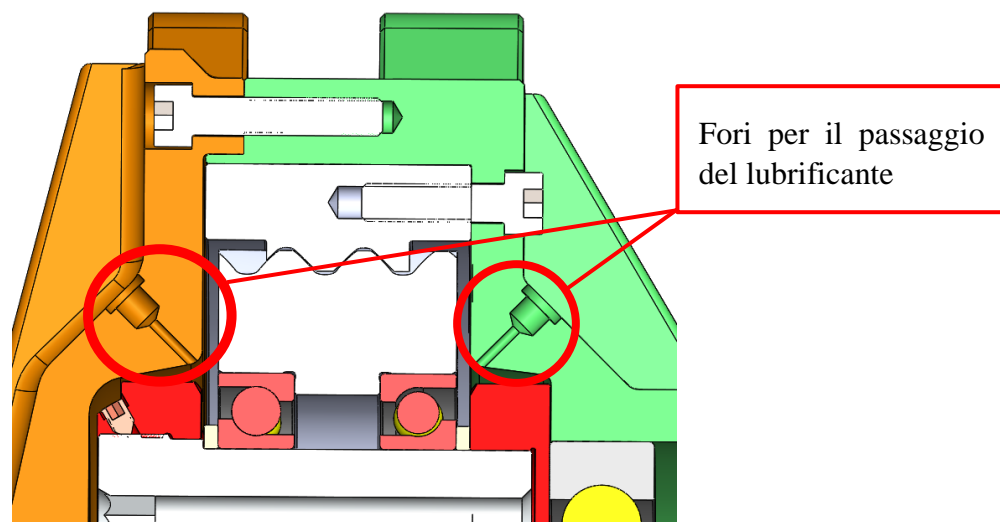


Figura 6.24: fori per la lubrificazione del riduttore

È stato previsto anche un collegamento filettato M8 e una lavorazione di diametro maggiore su entrambe le scatole per poter installare il tubo dell'olio e isolare l'interno del riduttore con apposite guarnizioni OR.

Dove possibile, si è cercato di alleggerire al massimo tutti i componenti, come visibile in Figura 6.25, in cui si mostra una delle tre cave circolari realizzate sul portasatelliti laddove non è necessario mantenere tutto il materiale.

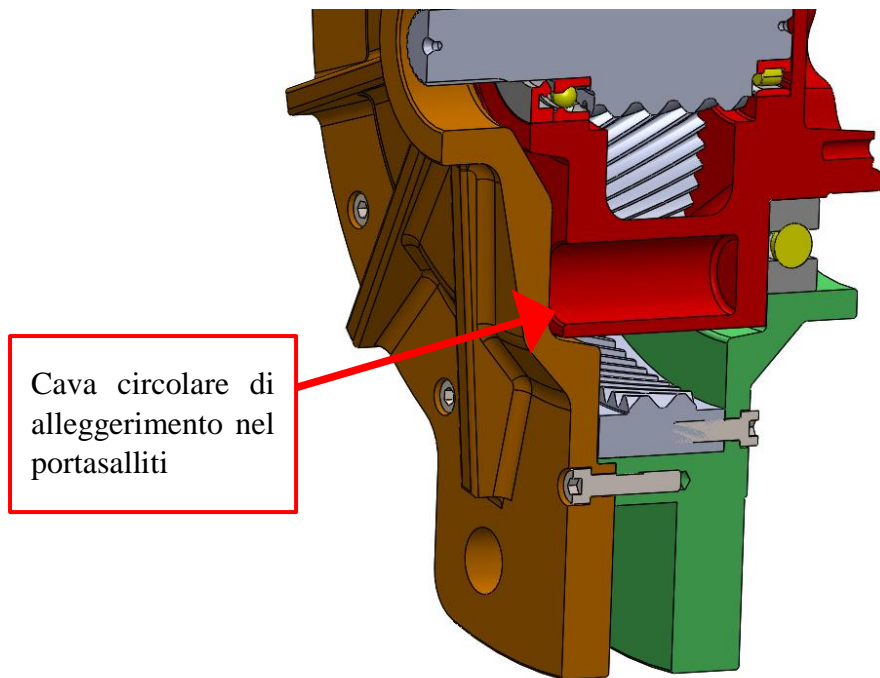


Figura 6.25: cava circolare di alleggerimento nel portasatelliti

Il collegamento del riduttore al telaio del veicolo è stato previsto per mezzo di viti passanti, i cui fori sono visibili in Figura 6.26. Si è assunto di poter adottare un “braccio” di attacco del telaio in cui poter alloggiare il riduttore. Esiste anche la possibilità di collegare le scatole solamente all’alloggiamento del motore elettrico, per poi montare quest’ultimo sul telaio del veicolo. Essendo il riduttore pensato per auto sportive ad alte prestazioni, infatti, la grande diffusione per questi modelli di telai in fibra di carbonio conferisce alta flessibilità dal punto di vista delle forme degli alloggiamenti.

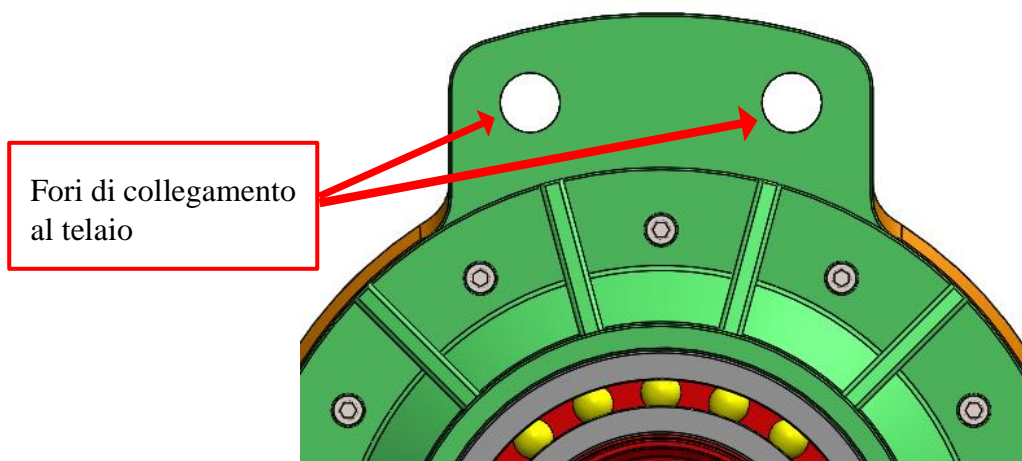


Figura 6.26: fori di collegamento al telaio

Infine, un’ultima considerazione da fare è quella sulle scatole del riduttore, pensate per essere prodotte per fusione e, dunque, progettate con forme facilmente realizzabili con questa tecnologia.

7 Semplificazione montaggio cuscinetti

7.1 Concezione di partenza

Nello svolgimento del progetto si è presentata l'occasione di sviluppare una nuova modalità di montaggio dei componenti che permettono l'accoppiamento tra satelliti e portasatelliti. In particolare, la concezione di partenza, mostrata in Figura 7.1, consisteva nell'adozione di una coppia di cuscinetti a rulli (1), montati in configurazione ad "O" (o *back-to-back*) sui perni (2) inseriti nei satelliti (3). Tali perni, impegnandosi anche in appositi alloggiamenti (4) sul portasatelliti, permettono la rotazione relativa dei membri accoppiati e la corretta trasmissione di potenza dell'intero riduttore epicicloidale.

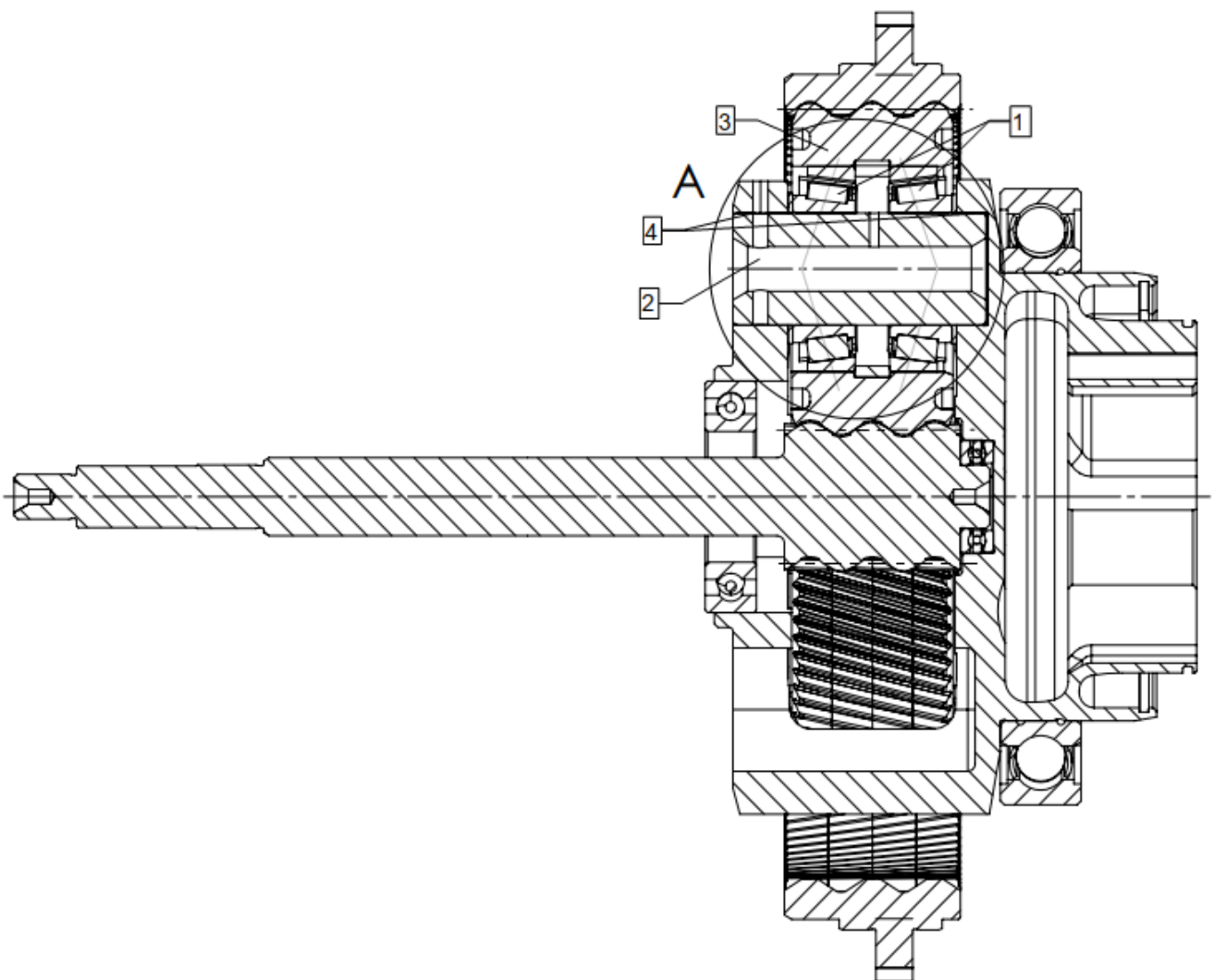


Figura 7.1: vista in sezione del riduttore di partenza

Come mostrato nell'ingrandimento di Figura 7.2, i cuscinetti adottati necessitano di un gioco assiale (T) contenuto all'interno di un range di tolleranza. Ciò è previsto per compensare problematiche che potrebbero sorgere durante il funzionamento, come deformazioni dovute ai carichi applicati o dilatazioni differenti dei componenti accoppiati, dovute ai diversi coefficienti di dilatazione dei materiali usati. Il gioco assiale previsto, nella configurazione classica, viene regolato mediante rondelle (o distanziali) pelabili (5), ovvero componenti formati da sottili lamine metalliche che permettono una regolazione dell'ordine del centesimo di millimetro. Tale regolazione, però, deve tenere conto delle dimensioni assiali e delle relative tolleranze dei cuscinetti e degli spallamenti interni dei satelliti. Come conseguenza, le operazioni di regolazione possono essere lunghe e delicate, sia in fase di montaggio che in fase di manutenzione. Inoltre, la misura delle quote e la modifica dello spessore delle rondelle necessita lo smontaggio del perno e dei cuscinetti dagli alloggiamenti del portasatelliti.

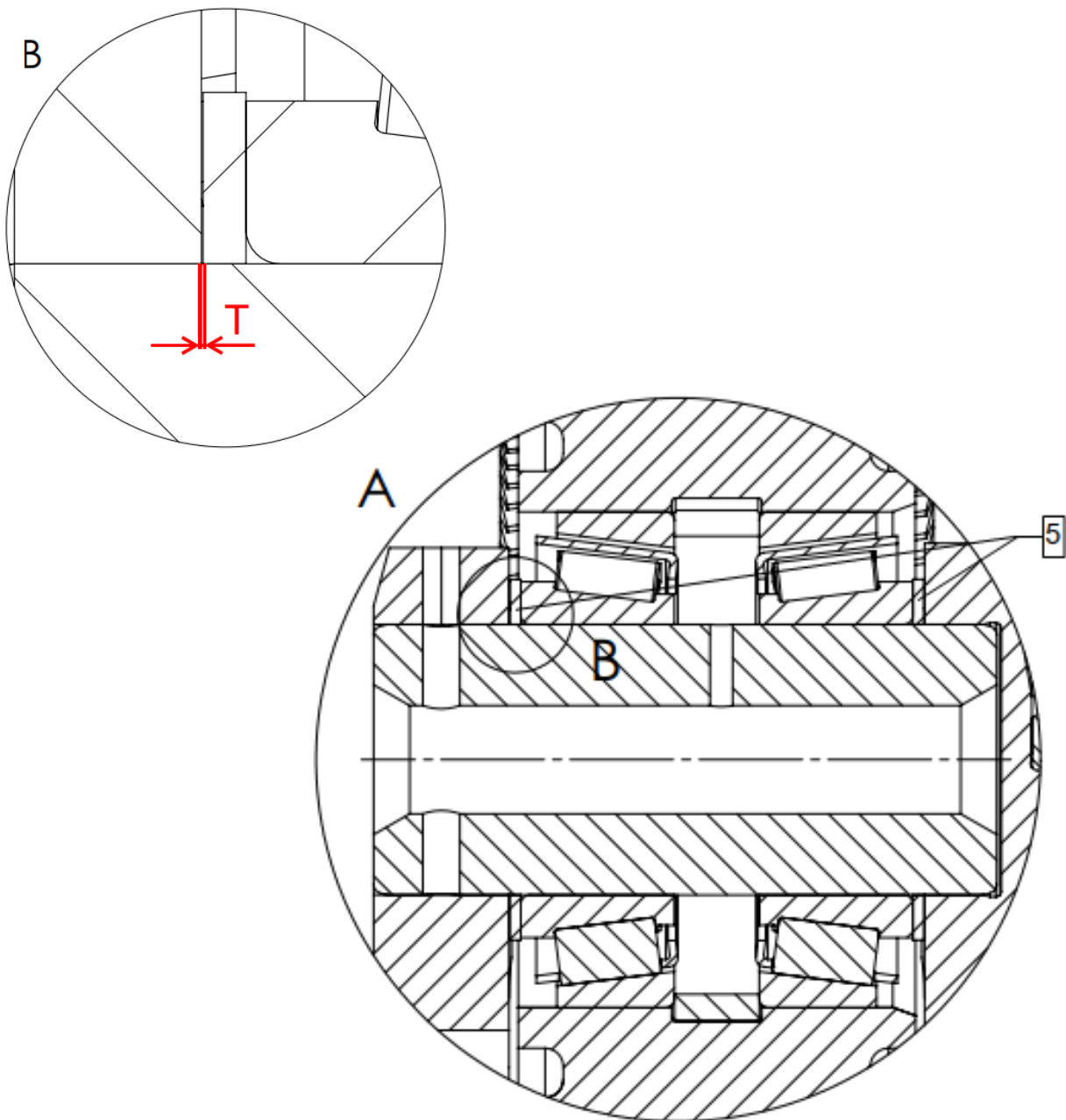


Figura 7.2: ingrandimento del montaggio dei cuscinetti sul perno

7.2 Montaggio innovativo

L'innovazione apportata durante la tesi in questo progetto, mostrata in Figura 7.3, consiste nell'adozione di un perno filettato (6), accoppiato con una madre vite (7) ricavata nel portasatelliti. In questo modo, la regolazione del gioco assiale tra perno e cuscinetto è realizzata mediante l'avvitamento e lo svitamento del perno stesso.

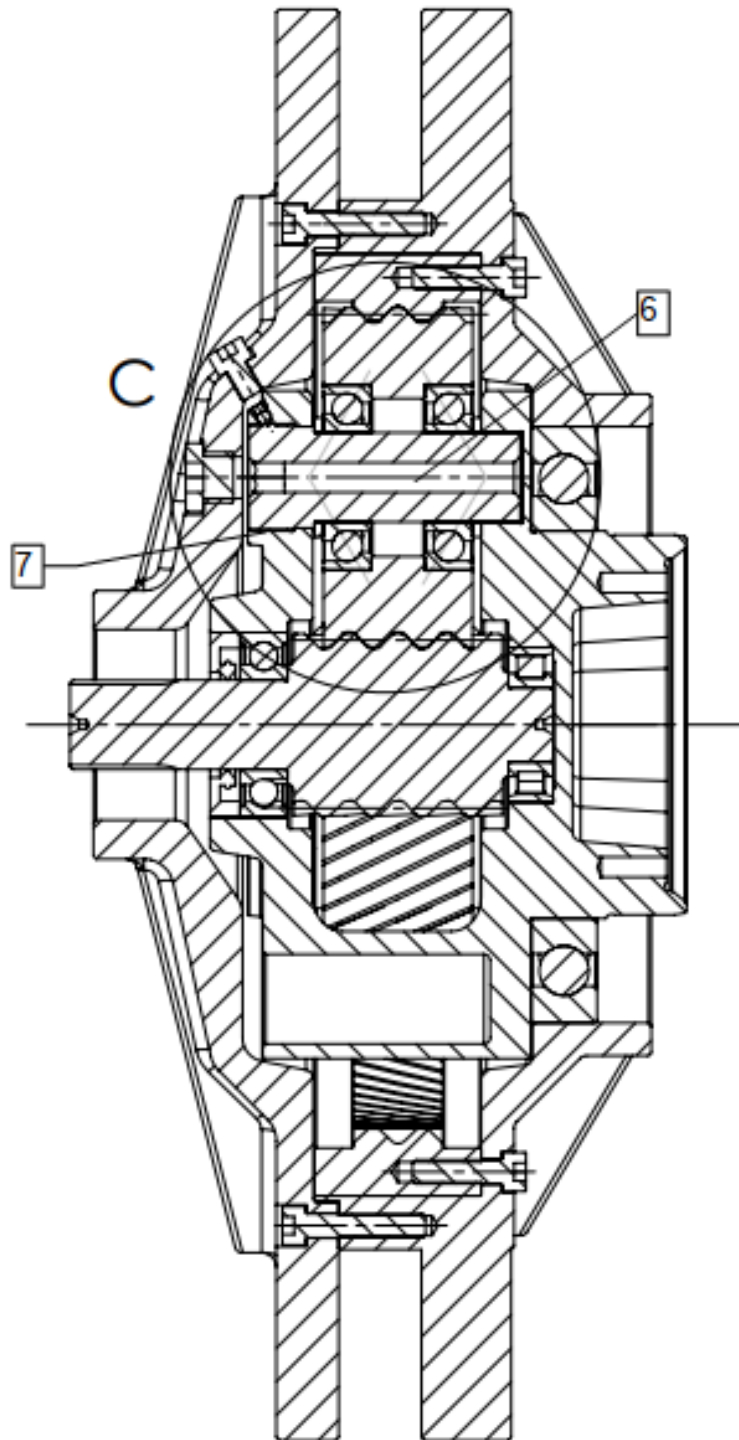


Figura 7.3: sezione del riduttore progettato

Viene infatti prevista una cava esagonale (8) sulla testa del perno, visibile nell'ingrandimento di Figura 7.4, in modo da poter essere impegnata da un'apposita chiave a sezione esagonale. Noto il passo della filettatura e il gioco assiale (T) da mantenere tra la testa del perno e l'anello (9) a battuta sul cuscinetto, la regolazione dell'accoppiamento è più immediata. Inoltre, è previsto un organo di bloccaggio che, impegnando il perno, ne blocca la movimentazione assiale durante il funzionamento. Tale organo di sicurezza consiste in un grano filettato in rame (10), facilmente deformabile quando viene compresso sulla filettatura del perno. Anche il grano ha una cava esagonale, esattamente come il perno, in modo da poter essere avvitato nella madre vite (11) ricavata sul portasatelliti.

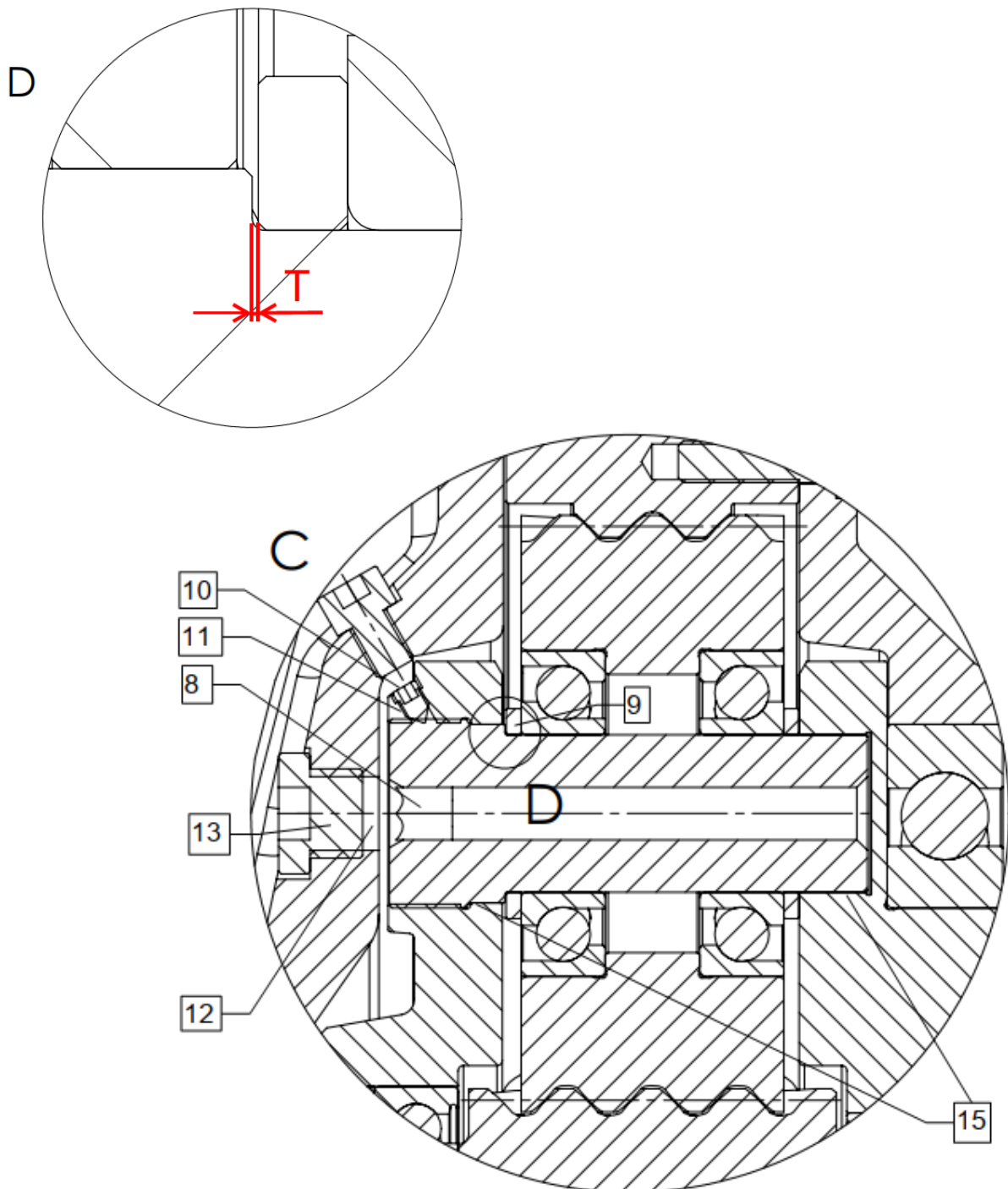


Figura 7.4: ingrandimento del nuovo montaggio tra perno, portasatelliti e cuscinetti

Un ulteriore vantaggio di questa concezione di accoppiamento consiste nella facilità di regolazione del gioco in fase di manutenzione del riduttore, che durante il proprio ciclo di vita è soggetto a usura, vibrazioni, variazioni termiche e può cambiare configurazione operativa. Con questo progetto, infatti, l'accesso al perno e al grano è reso disponibile da un'apposita apertura (12) sulla scatola, accessibile mediante lo svitamento di un semplice tappo di protezione (13) e ruotando di 120° la posizione del portasatelliti per poter regolare il perno successivo rendendolo coassiale all'apertura nella scatola. Così facendo, la regolazione del gioco è effettuabile anche con il riduttore installato a bordo veicolo, senza la necessità di smontare gli ingranaggi dalla scatola e la scatola dal telaio. Il risparmio in termini di tempo e costi è dunque evidente.

Il centraggio del perno sul portasatelliti è realizzato su entrambi i lati dei satelliti con sedi circolari rettificate (15). Vengono quindi previste apposite gole di scarico per la loro realizzazione.

I vantaggi risultanti da questa configurazione sono dunque montaggio e manutenzione più semplici e veloci. Inoltre, è possibile recuperare eventuali tolleranze ed errori di lavorazione mediante il semplice avvvitamento del perno filettato. Si possono poi adottare rondelle commerciali di spessore noto, senza dover eseguire altre operazioni per modificarne le dimensioni. Di conseguenza, il riduttore risulta più economico e veloce da realizzare, mantenendo al contempo elevati standard di qualità e sicurezza.

8 Conclusioni e sviluppi possibili

Il progetto descritto in questa tesi è stato avviato con l'obiettivo di dimensionare un riduttore epicicloidale da montare su auto elettriche ad alte prestazioni. L'azienda presso cui è stato svolto il lavoro, CIMA S.p.A., ha messo a disposizione il proprio *know-how* per lo svolgimento del progetto.

Una delle prime attività svolte è stato lo studio di progetti simili di altre aziende, presi come riferimento per farsi una prima idea dei componenti da realizzare. Successivamente, si è passati alla definizione delle caratteristiche funzionali e delle prestazioni richieste al riduttore, in funzione del veicolo su cui verrà montato.

Dopo questa fase preliminare, comprensiva di uno studio approfondito della teoria a supporto della progettazione delle ruote dentate, ci si è concentrati sull'effettivo dimensionamento delle dentature delle ruote da progettare, ovvero la ruota solare, i satelliti e la corona a dentatura interna. Per fare ciò si è utilizzato il software KISSsoft, in cui sono stati inseriti i principali parametri caratteristici degli ingranaggi.

Avendo trovato una soluzione che soddisfa i criteri di sicurezza richiesti, si è modellato su SolidWorks l'intero riduttore, aggiungendo alle ruote dentate il portasatelliti, gli organi di collegamento e le scatole che racchiudono l'ingranaggio.

Un ulteriore sviluppo del progetto è stata l'introduzione di un innovativo metodo di collegamento tra i satelliti e il portasatelliti, mediante un perno filettato che permette una facile regolazione del gioco dei cuscinetti montati tra i perni e i satelliti.

A partire dai dati di progetto forniti per il dimensionamento, durante il lavoro c'è stata spesso la possibilità, quando i gradi di libertà del progetto lo permettevano, di percorrere diverse strade. Essendo questo, infatti, il primo riduttore epicicloidale progettato all'interno dell'azienda, molti parametri di progetto non sono strettamente legati a una specifica applicazione.

In futuro, quando verrà richiesto di applicare il componente a una vettura elettrica, si potranno svolgere attività di ottimizzazione sia dal punto di vista della geometria dell'ingranaggio, sia nello studio delle quote funzionali dei singoli componenti.

Il primo possibile studio ulteriore riguarda le deformazioni degli alberi di ingresso e di uscita del riduttore. Essendo questi organi sottoposti a carichi notevoli e avendo forma particolarmente snella, si hanno inevitabilmente delle flessioni, che si ripercuotono sulla qualità dell'ingranamento delle ruote a contatto. Per migliorare tale condizione, si può utilizzare il software KISSsys, che permette di prevedere la deformata degli alberi in questione. Integrando tale informazione con KISSsoft, è possibile ottimizzare le modifiche alla microgeometria delle ruote, migliorandone efficienza e resistenza. Un altro vantaggio di questo studio consiste nella maggiore precisione dell'analisi del contatto tra i denti, migliorando l'accuratezza nella stima del coefficiente correttivo $K_{H\beta}$, che potrà essere ridotto grazie alle modifiche sulla microgeometria. Conoscendo più precisamente i carichi a cui è sottoposto l'ingranaggio e ottimizzandone il contatto, diventa poi possibile ridurre gli ingombri assiali del riduttore, diminuendo la larghezza di fascia delle ruote senza comprometterne la resistenza, avendo opportunamente incrementato i coefficienti di sicurezza con le modifiche precedenti.

Un secondo sviluppo possibile è quello che riguarda il collegamento del riduttore al telaio del veicolo. Nel progetto presentato in questa tesi sono stati previsti degli alloggiamenti dotati di fori per il passaggio di viti di collegamento. La posizione dei fori è stata presa in base a considerazioni approssimative basate su assunzioni teoriche, ma in caso di applicazioni reali su telai esistenti può essere utile prevedere uno studio funzionale dell'accoppiamento e delle relative rigidità. Si può rendere l'intero riduttore più rigido facendone un'analisi agli elementi finiti, per poi ridurre gli

ingombri con un'ottimizzazione delle dimensioni, fondamentale anche per diminuirne il più possibile il peso, caratteristica fondamentale nel mondo automotive.

Per concludere, l'innovazione apportata nell'assemblaggio del perno tra satelliti e portasatelliti fa parte di uno studio preliminare di *Design for Maintainability* e *Design for Assembly*, sviluppabili ulteriormente per facilitare la manutenzione e l'assemblaggio dell'intero prodotto.

Ringraziamenti

Questo progetto di tesi conclude il mio percorso universitario, ricco di soddisfazioni e non esente da momenti difficili. Al termine di questo elaborato desidero ringraziare chiunque mi abbia aiutato nel raggiungere questo traguardo. In particolare, vorrei ringraziare il Professore Marco Carricato per avermi fatto conoscere, in uno dei suoi preziosi seminari, una realtà come CIMA e per avermi dato la possibilità di mettermi in contatto con l'azienda. Ringrazio il Dottore Giovanni Mottola, che mi ha seguito in modo impeccabile durante questi mesi e mi ha aiutato nella stesura della tesi. Desidero poi ringraziare l'Ingegnere Riccardo Gileno, che mi ha accolto nell'ufficio tecnico di CIMA e mi ha guidato nella realizzazione dell'intero progetto, così come l'Ingegnere Fabrizio Sasdelli e il Direttore Tecnico Simone Grilli.

Infine, vorrei dedicare questo traguardo alla mia famiglia, che mi ha permesso di studiare fino a oggi e che mi ha sempre sostenuto in tutto e per tutto. Lo stesso ringraziamento va ai miei amici, da quelli di lunga data ai più recenti, compagni di gioventù e di momenti felici.

Lorenzo Coltelli

Bibliografia

- [1] [Online]. Available: <https://www.cimaingranaggi.it/en/about-us/our-history>.
- [2] [Online]. Available: <https://federtec.it/item/cima-spa/>.
- [3] [Online]. Available: <https://vehiclecue.it/formula-1-mgu-h-mgu-k/11511/>.
- [4] [Online]. Available: <https://f1ingenerale.com/f1-cosa-e-il-kers-e-qual-e-era-la-sua-funzione/>.
- [5] [Online]. Available: <https://www.electricmotornews.com/gb/energie-alternative/storia-la-prima-auto-ibrida-risale-al-xix-secolo/>.
- [6] [Online]. Available: <https://it.motor1.com/news/201704/lohner-porsche-mixte-hybrid/>.
- [7] V. G. Bertucci, «Confronto tra powertrain tradizionale e powertrain ibrido/elettrico [Tesi di Laurea Magistrale],» Politecnico di Torino, 2021.
- [8] [Online]. Available: <https://archive.epa.gov/otaq/technology/web/html/research-hhvs.html>.
- [9] S. Trajkovic, «The Pneumatic Hybrid Vehicle – A new Concept for Fuel Consumption Reduction».
- [10] [Online]. Available: <https://www.autotecnica.org/i-veicoli-ibridi-facciamo-chiarzza/>.
- [11] [Online]. Available: <https://www.elettronica-av.it/2021/08/30/motori-nelle-ruote-vantaggi-e-problematiche-secondo-mouser/>.
- [12] [Online]. Available: <https://www.sicurauto.it/news/auto-elettriche-ibride/auto-ibride-cosa-indicano-le-sigle-p0-p1-p2-p3-e-p4/>.
- [13] S. Foria, «Analisi delle evoluzioni dei sistemi ibridi automotive [Tesi di Laurea],» Università Politecnica delle Marche, 2021.
- [14] K. T. Chau, «Pure electric vehicles, The University of Hong Kong, People’s Republic of China, Woodhead Publishing Limited».
- [15] V. Grava, «Tecnologie per sistemi di accumulo di energia nelle auto elettriche: funzionamento, evoluzione ed innovazione [Tesi di Laurea],» Università degli Studi di Padova, 2022.
- [16] E. Funaioli, A. Maggiore e U. Meneghetti, *Lezioni di meccanica applicata alle macchine*, volume 1.
- [17] D. W. Dudley e D. P. Townsend, *Manuale degli ingranaggi*.
- [18] G. Henriot, *Ingranaggi. Trattato teorico e pratico*, volume 1.
- [19] G. Henriot, *Ingranaggi. Trattato teorico e pratico*, volume 2.

- [20] D. Dudley et al., Manuale del Motoriduttore, Bonfiglioli Riduttori S.p.A..
- [21] H. Naunheimer et al., Automotive Transmissions.
- [22] G. Niemann, Elementi di macchine, volume 2.
- [23] ANSI AGMA 6123-C16. Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives.
- [24] ISO 6336-1 2019.
- [25] [Online]. Available: <https://www.autotecnica.org/i-veicoli-ibridi-facciamo-chiarzza/>.
- [26] [Online]. Available:
<https://presskit.porsche.de/museum/it/2019/topic/exhibitions/cars/reconstruction-of-the-semper-vivus-hybrid-car-from-1900.html>.
- [27] [Online]. Available: https://online.scuola.zanichelli.it/caglieromeccanica-files/sintesi/Zanichelli_Cagliero_sintesi_2_3.pdf.
- [28] [Online]. Available: ScienceDirect.com .
- [29] [Online]. Available: <https://www.edutecnica.it/meccanica/heli/heli.htm>.
- [30] [Online]. Available: <https://www.magnet-sdm.com/2018/07/02/introduction-lithium-ion-battery-magnet/>.
- [31] [Online]. Available: <https://www.monolithicpower.com/en/brushless-vs-brushed-dc-motors>.
- [32] [Online]. Available: <https://www.riparando.it/motori/non-categorizzato/veicoli-elettrici-con-prestazioni-da-veicoli-benzina-sogno-o-son-desto/2014/08/>.
- [33] [Online]. Available: <https://www.powerelectronicstips.com/motor-fundamentals-dc-motors-faq/>.
- [34] [Online]. Available: <https://chargedevs.com/newswire/protean-electric-and-partners-make-plans-for-mass-production-of-in-wheel-motors/>.
- [35] [Online]. Available: <https://www.drive.com.au/news/meet-zf-and-porsches-new-eight-speed-dct/>.
- [36] [Online]. Available:
http://www.diim.unict.it/users/rsinatra/corsi/allegati_modellistica/10%20-20Ruote%20dentate%20%28gears%29.pdf.
- [37] [Online]. Available:
<https://www.kisssoft.com/it/products/publications/brochures/progettazione-di-un-riduttore-epicicloidale>.
- [38] [Online]. Available: <http://www.kaemart.it/lab-prog-cad/bovisa/cugini/siti/0809/Peri-Trolli-Turrini/F.E.M..html>.

- [39] [Online]. Available: <https://it.quora.com/La-potenza-e-la-velocit%C3%A0-di-un-motore-elettrico-di-unauto-da-cosa-sono-dati>.
- [40] [Online]. Available: <https://vehiclecue.it/cementazione-gassosa-segreto-longevita-ruota-dentata/34270/>.
- [41] [Online]. Available: biancogianfranco.com, Calcolo degli elementi del profilo.
- [42] [Online]. Available: <https://www.meccanicaneews.com/2020/06/10/creatori-per-dentature-cilindriche/>.
- [43] [Online]. Available: <https://www.keyence.it/ss/products/measure-sys/machining/cutting/nc-gear.jsp>.
- [44] [Online]. Available: biancogianfranco.com, Misura dello spessore del dente e controllo del passo.
- [45] M. De Santis et al., «Experimental study for the assessment of the measurement uncertainty associated with electric powertrain efficiency using the back-to-back direct method».
- [46] L. Siyuan et al., «Effects of tooth modifications on mesh characteristics of crossed beveloid gear pair with small shaft angle».
- [47] J. M. Rinaldo, «Concepts in tooth thickness measurement AGMA 2002 – C16 (Special Presentation for FTM)».
- [48] «Appunti di Progettazione (Metodi, Strumenti, Applicazioni), Politecnico di Milano».
- [49] J. Zhang et al., «An overview on thermal safety issues of lithium-ion batteries for electric vehicle application».
- [50] C. Maino et al., «A deep neural network based model for the prediction of hybrid electric vehicles carbon dioxide emissions».
- [51] A. Draou, « Electronic differential speed control for two in-wheels motors drive vehicle».
- [52] P. Qiu et al., «Optimum microgeometry modifications of herringbone gear by means of fitness predicted genetic algorithm».
- [53] L. Frosini, «Le macchine a riluttanza variabile e il motore a magneti permanenti alimentato da rete,» Università di Pavia.
- [54] B. Hohn e K. Michaelis, «Influence of oil temperature on gear failures».
- [55] M. Turci, «Geometria degli ingranaggi».