TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

PROGETTAZIONE E STUDIO TECNOLOGICO DI UN SISTEMA DI STERZO PER APPLICAZIONI SPORTIVE

RELATORE:

Professore MASSIMILIANO DE AGOSTINIS

CO-RELATORE:

Professore STEFANO FINI

TUTOR AZIENDALE:

ing. ACHILLE CORBELLATI

CANDIDATO:

Vittorio Palazzo

Matricola: 0000923930

ANNO ACCADEMICO 2021/2022

Indice

| Capitolo 1 | 6 |
|---|----|
| 1.1 Introduzione | 6 |
| 2.1 Analisi delle condizioni di lavoro | 8 |
| 2.2 Scelte Costruttive | 9 |
| 2.3 Scelta dell'accoppiamento dentato | 10 |
| 2.3.4 Ruote dentate cilindriche a denti dritti | 11 |
| 2.3.5 Ruote dentate cilindriche a denti elicoidali | 12 |
| 2.3.6 Comparativa tra ruote a denti dritti e denti elicoidali | 14 |
| Capitolo 3 | 19 |
| 3.1 Dati geometrici del Sistema di sterzo | 19 |
| 3.2 Analisi Cinematica | 20 |
| Capitolo 4 | 29 |
| 4.1 Forze e Coppie agenti sul sistema di sterzo | 29 |
| 4.2 Modellazione CAD dell'accoppiamento dentato | 31 |
| 4.3Analisi dell'accoppiamento dentato | 33 |
| Capitolo 5 | 38 |
| 5.1 Design della scatola dello sterzo | 38 |
| 5.2 Design della Cover centrale | 40 |
| 5.2.1 Analisi della Cover Centrale | 42 |
| 5.2.2 Analisi FEM della Cover Centrale | 45 |
| 5.3 Design delle cover intermedie | 48 |
| 5.3.1 Analisi FEM delle Cover intermedie | 49 |
| 5.4 Design delle Cover terminali | 50 |
| 5.4.1 Analisi FEM delle Cover terminali | 51 |
| 5.5 Analisi della scatola dello sterzo | 51 |
| 5.5.1 Analisi FEM della scatola dello sterzo | 53 |

| 5.6 Design Slider | 55 |
|--|----|
| 5.7 Design del tappo del corpo centrale | 57 |
| 5.7 Design dei vincoli di collegamento al telaio | 59 |
| 5.8 Design delle Bronzine | 62 |
| Capitolo 6 | 63 |
| 6.1 Anelli di tenuta | 63 |
| 6.2 Rondelle d'appoggio | 66 |
| 6.3 Molla di Contrasto | 67 |
| 6.4 Braccetti di sterzo | 69 |
| 6.5 Cuscinetti | 70 |
| Capitolo 7 | 71 |
| 7.1 Cinematica dei giunti cardanici | 71 |
| 7.2 Simulazione cinematica del sistema di sterzo | 72 |
| 7.3 Calibrazione degli angoli di montaggio | 75 |
| Capitolo 8 | 76 |
| 8.1 Lavorazione dei componenti dentati | 76 |
| 8.2 Lavorazione degli elementi costituenti la scatola dello sterzo | 78 |
| 8.2 Lavorazione dei vincoli di collegamento | 82 |
| 8.3 Lavorazione dello Slider | 83 |
| 9.1 Disegni Costruttivi | 86 |
| Bibliografia | 97 |

Indice delle figure

| Figura 1 configurazioni costruttive del sistema di sterzo | 8 |
|---|------|
| Figura 2, vista frontale dell'autovettura | 9 |
| Figura 3, rendering dell'automobile | 9 |
| Figura 4, caratteristiche geometriche dell'accoppiamento dentato | . 12 |
| Figura 5, valutazione grafica della retta di ingranamento per il pignone a denti dritti | . 15 |
| Figura 6,, valutazione grafica della retta di ingranamento per il pignone a denti elicoidali co | on |
| beta=30° | . 16 |
| Figura 7, valutazione grafica della retta di ingranamento per il pignone a denti elicoidali | |
| corretti | . 19 |
| Figura 8, modello cad 3d dell'accoppiamento pignone-cremagliera | . 19 |
| Figura 9, modello CAD 3D della semi porzione del quadrilatero articolato del sistema di | |
| sterzo | . 20 |
| Figura 10, posizionamento dei sistemi di coordinate appartenenti al pignone e alla cremagli | era |
| | . 21 |
| Figura 11, posizionamento dei sistemi di coordinate appartenenti ai braccetti di sterzo e al | |
| mozzo ruota | . 22 |

| Figura 12, vista frontale del sistema di sterzo | 22 |
|--|------|
| Figura 13, vista laterale del sistema di sterzo | 23 |
| Figura 14, vista perpendicolare al piano del moto | . 24 |
| Figura 15, modello cad 3d del pignone | . 32 |
| Figura 16, modello cad 3d della cremagliera | . 32 |
| Figura 17, Mesh accoppiamento dentato | . 35 |
| Figura 18, grafico delle tensioni di von mises agenti | . 36 |
| Figura 19, elementi al contatto pignone cremagliera con tensioni tra i 18 e i 20 megapascal | . 36 |
| Figura 20, grafico degli spostamenti per il modello fem con contatto bonded | . 37 |
| Figura 21, grafico degli spostamenti con contatto frictional | . 37 |
| Figura 22, grafico degli spostamenti con contatto frictional considerando l'effetto della mol | lla |
| di contrasto | . 38 |
| Figura 23, vista esplosa del layout finale della scatola dello sterzo | . 39 |
| Figura 24, vista in sezione della scatola dello sterzo | . 40 |
| Figura 25, vista in sezione del corpo centrale della catola dello sterzo | .41 |
| Figura 26, modello cad 3d del corpo centrale | .41 |
| Figura 27, schema dei carichi agenti sul pignone nel piano z-y | . 43 |
| Figura 28, layout dei carichi e dei vincoli presenti a seguito del serraggio | .45 |
| Figura 29, grafico delle tensioni di von mises presenti a seguito del serraggio | .46 |
| Figura 30, particolare dei coni di rocher presenti a serraggio avvenuto | . 46 |
| Figura 31, layout dei carichi agenti durante il funzionamento | .47 |
| Figura 32, grafico delle tensioni di von mises presenti durante il funzionamento | .47 |
| Figura 33, grafico degli spostamenti in condizioni di funzionamento | . 48 |
| Figura 34, modello cad 3d dei corpi intermedi | . 49 |
| Figura 35, grafico delle tensioni di von mises agenti dopo il serraggio | . 50 |
| Figura 36, modello cad 3d dei corpi terminali | . 51 |
| Figura 37, grafico delle tensioni di von mises agenti a seguito del serraggio | . 51 |
| Figura 38, layout dei carichi e dei vincoli presenti sulla scatola dello sterzo in fase di | |
| funzionamento | . 53 |
| Figura 39, grafico delle tensioni di von mises agenti sulla scatola dello sterzo in condizioni | di |
| progetto | . 54 |
| Figura 40, particolare delle concentrazioni di tensioni | . 54 |
| Figura 41, grafico degli spostamenti in condizioni di funzionamento della scatola dello ster | ZO |
| | . 55 |
| Figura 42, vista in sezione dello slider | . 56 |
| Figura 43, modello cad 3d dello slider | . 56 |
| Figura 44, grafico delle tensioni di von mises agenti sullo slider a seguito del precarico delle | la |
| molla di contrasto | . 57 |
| Figura 45, modello cad 3d del tappo del corpo centrale | . 58 |
| Figura 46, particolare dei campi di spostamenti generati dal serraggio delle viti | . 58 |
| Figura 47, vista in sezione del campo di tensione generato dal serraggio di una vite | . 59 |
| Figura 48, modello cad 3d del corpo superiore del vincolo di collegamento | . 60 |
| Figura 49, modello cad 3d del corpo inferiore del vincolo di collegamento | . 60 |
| Figura 50, spostamento del corpo inferiore dovuto al serraggio degli elementi di collegame | nto |
| | . 61 |

| Figura 51, layout dei carichi e dei vincoli agenti sulla scatola dello sterzo in presenza degli | |
|---|------|
| elementi preposti al collegamento con il telaio | . 61 |
| Figura 52, tensioni di von mises agenti sulla scatola dello sterzo in presenza dei vincoli di | |
| collegamento al telaio | . 62 |
| Figura 53, dettaglio delle concentrazioni di tensione presenti al contatto tra i vincoli e la | |
| scatola dello sterzo | . 62 |
| Figura 54, modello cad 3d delle bronzine | . 63 |
| Figura 55, caratteristiche geometriche dell'anello di tenuta tipo JL | . 64 |
| Figura 56, valori geometrici e caratteristiche meccaniche dell'anello di tenuta tipo JL | . 64 |
| Figura 57, vista in sezione del posizionamento dell'anello di tenuta tipo jl | . 65 |
| Figura 58, vista in sezione del posizionamento dell'anello di tenuta tipo j | . 65 |
| Figura 59, caratteristiche geometriche dell'anello di tenuta tipo J | . 66 |
| Figura 60, valori geometrici e caratteristiche meccaniche dell'anello di tenuta tipo J | . 66 |
| Figura 61, caratteristiche geometriche delle rondelle | . 67 |
| Figura 62, modello cad 3d del tappo di tenuta | . 67 |
| Figura 63, modello cad 3d della molla di contrasto | . 68 |
| Figura 64, modello cad 3d dei braccetti di sterzo | . 69 |
| Figura 65, modello cad 3d dei giunti uniball | . 69 |
| Figura 66, SKF 6202-2Z | . 70 |
| Figura 67, valori di tolleranze geometriche proposte da skf | .71 |
| Figura 68, doppio giunto cardanico | . 72 |
| Figura 69, modello utilizzato per l'analisi cinematica | . 73 |
| Figura 70, grafico della velocità angolare del volante | . 73 |
| Figura 71, grafico della velocità angolare del pignone | . 74 |
| Figura 72, grafico della velocità di traslazione della cremagliera | .74 |
| Figura 73, grafico dello spostamento della cremagliera | . 75 |
| Figura 74, grafico della velocità angolare del pignone a seguito della calibrazione | .75 |
| Figura 75, grafico della velocità della cremagliera a seguito della calibrazione | .76 |
| Figura 76, grafico dello spostamento della cremagliera a seguito della calibrazione | .76 |
| Figura 77, punta utilizzata per la realizzazione del profilo dei denti | .77 |
| Figura 78, operazione di sfacciatura della cremagliera | . 77 |
| Figura 79, operazione di taglio necessaria per la realizzazione dei denti | . 78 |
| Figura 80, simulazione cam del taglio ad acqua dei pezzi grezzi | . 78 |
| Figura 81, utensile per la lavorazione delle cave per gli anelli di tenuta | . 79 |
| Figura 82, simulazione cam della lavorazione delle cave | . 80 |
| Figura 83, modello del corpo centrale a seguito della lavorazione | . 80 |
| Figura 84, geometria del pezzo terminale | . 81 |
| Figura 85, simulazione della sfacciatura del pezzo grezzo | . 81 |
| Figura 86, geometria del pezzo grezzo del corpo intermedio | . 81 |
| Figura 87, geometria del corpo intermedio a seguito della lavorazione | . 82 |
| Figura 88, percorso di taglio dell'utensile | . 83 |
| Figura 89, simulazione cam del taglio ad acqua | . 83 |
| Figura 90, geometria del pezzo al termine della lavorazione | . 83 |
| Figura 91, pezzo grezzo | . 83 |
| Figura 92, geometria dello slider al termine della lavorazione | . 84 |
| Figura 93, rendering dell'accoppiamento dentato | . 85 |

| Figura 94, rendering della scatola dello sterzo |
|---|
|---|

Indice delle tabelle

| Tabella 1, influenza dei parametri di funzionamento sull'efficienza dell'accoppiamento | 14 |
|---|-----|
| Tabella 2, parametri geometrici dell'accoppiamento a denti dritti | 15 |
| Tabella 3, parametri geometrici dell'accoppiamento dentato elicoidale con theta=20° e | |
| beta=30° | 16 |
| Tabella 4, caratteristiche geometriche dell'accoppiamento dentato elicoidale non corretto c | con |
| theta=20° e beta=22° | 17 |
| Tabella 5, dati geometrici del sistema di sterzo | 20 |
| Tabella 6, Parametri Mesh | 35 |
| Tabella 7, valori delle reazioni vincolari dei cuscinetti a e b | 43 |
| Tabella 8, proprietà meccaniche aw6082 t6 | 48 |
| Tabella 9, proprietà meccaniche aw6063 t6 | 49 |
| Tabella 10, proprietà meccaniche tecksaint 4021 | 55 |

Capitolo 1

1.1 Introduzione

La trattazione seguente propone una procedura per la progettazione e la manifattura di un sistema di sterzo per un'automobile ad alte prestazioni. Il Sistema di sterzo è un elemento indispensabile per la gestione del veicolo, esso infatti permette al guidatore di controllare uno dei gradi di libertà fondamentali dell'automobile. In ambito stradale esistono diverse configurazioni del cinematismo di sterzo, nello specifico la maggior parte di esse si differenziano per la modalità di trasmissione della coppia sterzante applicata dal conducente dell'autovettura.

La scatola dello sterzo può convertire il moto in modo:

- Completamente meccanico: la coppia di sterzo è trasmessa in maniera esclusivamente meccanica dal guidatore alle ruote. Ne sono un esempio i meccanismi realizzati per mezzo di pignone e cremagliera, ruota e vite senza fine o con giunti a snodo
- Elettrico: l'albero dell'ingranaggio conduttore, necessario per il trasferimento del moto, è collegato ad un motore elettrico controllato dalla centralina dell'autovettura. Questo tipo di sistema è utilizzato quando è obbligatorio ridurre lo sforzo che il conducente deve espletare per la sterzata.
- Idraulico: Il meccanismo di sterzo è assistito da una pompa messa in funzione dall'albero motore e dalla centralina dell'auto.

La tipologia di conversione del moto influenza notevolmente le sensazioni esperite dal guidatore, uno sterzo completamente meccanico fornirà una esperienza di guida senza filtri e quindi un migliore feeling con la vettura ma con un considerevole sforzo da parte del

conducente, al contrario un sistema servo assistito (idraulico o elettrico) renderà la sterzata più confortevole ma, generalmente, non sarà in grado di trasmettere un' intensa emozione di guida. A queste configurazioni costruttive si aggiungono anche i possibili layout del quadrilatero dello sterzo:

- Panhard: il quadrilatero articolato del sistema di sterzo è montato davanti l'assale delle ruote sterzanti.
- Jeantaud: il quadrilatero articolato del sistema di sterzo è montato dietro l'assale delle ruote sterzanti.

Entrambi i sistemi approssimano molto bene quello che è la sterzata teorica di Akermann, ovvero una sterzata durante il quale gli assi delle ruote sterzanti si intersecano in un punto che giace sul prolungamento dell'assale posteriore dell'autovettura. La buona approssimazione di questa sterzata teorica dipende dalla distanza tra l'intersezione degli assi dei braccetti di sterzo e l'assale delle ruote sterzanti, minore è questa distanza e migliore sarà l'approssimazione. Se questa tende all'infinito allora i braccetti si muoveranno parallelamente, questo implica che le ruote abbiano lo stesso angolo di sterzo il che non rende possibile la manovra senza presentare lo slittamento dello pneumatico. Quanto appena detto può essere spiegato considerando che, tenendo conto di una vettura con due ruote sterzanti, durante una curva queste ultime, per compiere un moto di puro rotolamento, devono affrontare la traiettoria con una velocità differente a causa della carreggiata dell'auto. Qualora le ruote avessero lo stesso angolo di sterzo la loro velocità tangenziale sarebbe la medesima considerando il fatto che la distanza dal centro di rotazione delle singole ruote sarebbe uguale. La geometria proposta da Akermann conduce quindi ad un angolo di sterzo della ruota interna alla curva maggiore rispetto all'angolo descritto da quella posta esternamente alla curva [1].

La scelta della configurazione Panhard piuttosto che Janetaud dipende dalla disponibilità di spazio per l'alloggiamento del sistema.



Rack-and-pinion linkage



Steering gearbox

FIGURA 1 CONFIGURAZIONI COSTRUTTIVE DEL SISTEMA DI STERZO



2.1 Analisi delle condizioni di lavoro

Il sistema di sterzo oggetto di studio è stato progettato in funzione delle condizioni operative in cui esso si troverà ad operare. È importante attenzionare che in ambito ingegneristico non esistono elementi considerabili migliori di altri in qualsiasi tipologia di operazione, proprio per questo la prima fase della procedura di progettazione è stata necessaria per valutare, riguardo a differenti componenti dello sterzo, quale delle numerose possibilità costruttive fosse la più idonea al tipo di applicazione in esame. Il primo vincolo della fase di design risulta essere il tipo di applicazione, Il sistema di sterzo infatti deve essere montato su una automobile dalle elevate prestazioni, ovvero la Corbellati Missile. Il comparto motore della vettura, ancora in fase di prototipazione, prevede un layout ibrido capace di sviluppare 1800 cavalli. Il motore endotermico, di derivazione navale, sviluppa 1600 cavalli ed è accoppiato in parallelo ad un motore elettrico in grado di fornire 200 cavalli, la potenza è trasmessa alle ruote motrici per mezzo di una catena di trasmissione la quale presenta un cambio AMT (automatic-manual trasmission) ad azionamento pneumatico. Risulta quindi facile intuire che il mezzo in esame rientra nella categoria delle auto di lusso e che pertanto i numeri della produzione finale non

saranno elevati ma bensì piuttosto contenuti, inoltre le caratteristiche esotiche dell'automobile sono accompagnate da caratteristiche e grandezze meccaniche estremamente rilevanti. L' obiettivo dell'automobile è quindi quello di garantire una esperienza di guida nuda e cruda non dovendo rinunciare alle caratteristiche prettamente stilistiche.



FIGURA 2, VISTA FRONTALE DELL'AUTOVETTURA



FIGURA 3, RENDERING DELL'AUTOMOBILE

2.2 Scelte Costruttive

La scelta della configurazione costruttiva del meccanismo per il controllo della sterzata è stata fatta in funzione di quelle che sono le condizioni al contorno prima accennate. Infatti il progetto della Corbellati Missile è stato realizzato con l'intento di creare una vettura che possa trasmettere al guidatore una esperienza di guida senza filtri. Per questo motivo fra le differenti possibilità per la trasmissione della coppia di sterzata dal guidatore alle ruote è stato un sistema di trasmissione diretto, ovvero con un basso rapporto di sterzata, per mezzo di un accoppiamento pignone-cremagliera. Il pignone in questo caso è collegato direttamente al volante per mezzo di tre alberi collegati tra di loro mediante l'ausilio di giunti cardanici, il collegamento diretto tra il guidatore è la ruota condotta, e quindi senza la presenza di organi

intermedi, garantisce al guidatore una maggiore sensazione di controllo dell'autovettura, specialmente durante la guida sportiva. È oltretutto necessario in fase di progettazione considerare in quale mercato verrà introdotto il prodotto finale, di fatti, considerando che le vendite dell'automobile sono previste sia in territorio europeo che al di fuori di questo, al fine di limitare i tempi di progettazione di uniformare il sistema di sterzo per renderlo adattabile a tutte le versioni ci si è posti come obiettivo quello della realizzazione di una cremagliera che presentasse una dentatura centrata rispetto al piano medio dell'autovettura. Questo infatti permette l'utilizzo dello stesso componente per prodotti omologati per la guida a destra e anche per quelli destinati al mercato europeo e americano. Le scelte costruttive sono state frutto anche della considerazione dei processi tecnologici disponibili per la produzione del meccanismo all'interno della fabbrica, ogni elemento progettato è stato quindi pensato sin dalla prima fase di progettazione per essere lavorato mediante un centro fresatura CNC a 3 assi o mediante AWC (abrasive waterjet cutting) realizzabile con una macchina per il taglio ad acqua a 5 assi.

2.3 Scelta dell'accoppiamento dentato

La scelta dell'accoppiamento dentato è stata effettuata solo a seguito di diverse valutazioni ed essa è dipesa dai requisiti di progetto scelti per l'accoppiamento pignone- cremagliera. La decisione di progetto è stata presa mettendo in evidenza le maggiori differenze dovute all' utilizzo di un accoppiamento con un pignone ed una corrispondente cremagliera realizzati con profili dentati a denti dritti piuttosto che elicoidali. Come criteri principali per la realizzazione sono stati tenuti in considerazione diversi fattori quali: la minimizzazione della rumorosità dell'accoppiamento, massimizzare il numero di denti contemporaneamente in presa, abbassare il numero minimo di denti e incrementare il modulo massimo utilizzabile. Oltre ai citati parametri di valutazione dell'idoneità o meno dell'accoppiamento, esso deve rispettare quello che è il rapporto di sterzo imposto come vincolo di progetto. Ad una rotazione del volante pari a 360°, infatti, deve corrispondere una rotazione di 27° della ruota interna alla curva, ovvero la ruota con il massimo angolo di sterzo., il rapporto di sterzo **R.S.** quindi sarà pari a

R.S. = 360/24.43 = 14.733[10]

Considerando il raggio della ruota del volante è possibile risalire alla traslazione compiuta dalla cremagliera per poter sterzare la ruota interna alla curva di 27° (ovvero facendo compiere un giro completo al volante). Calcolando la circonferenza del volante **Cv**, e quindi lo spostamento compiuto da un punto sulla circonferenza durante un giro, è possibile risalire alla distanza

percorsa dalla cremagliera **Tc** durante il suo moto traslatorio dividendo **Cv** per il rapporto di sterzo **R.S**.

Rvol = 152.5*mm* Raggio del volante

$$Tc = \frac{2*\pi * Rvol}{R.S} = \frac{957.7}{14.733} = 65 \text{ mm}$$

L'obiettivo della progettazione è quindi quello di realizzare un accoppiamento dentato capace di garantire una traslazione della cremagliera pari a **Tc**.

2.3.4 Ruote dentate cilindriche a denti dritti

Le ruote dentate a denti diritti sono elementi costitutivi delle macchine utilizzate nella trasmissione del moto fra assi paralleli. Questo tipo di ruote sono adatte alle grandi potenze e sono caratterizzate dalla semplicità di manifattura e dal profilo dei denti parallelo all'asse di rotazione dell'ingranaggio stesso, proprio per questo, le ruote dentate a denti dritti non trasmettono sforzi assiali durante il funzionamento. È necessario però tenere in considerazione le seguenti limitazioni: le ruote presentano basse velocità di funzionamento, i denti sono soggetti ad alti livelli di stress alla radice e tendono a produrre parecchio rumore durante l'esercizio ad alta velocità. Nel caso in esame il numero minimo di denti e il modulo massimo possibile per l'accoppiamento con una cremagliera possono essere trovati considerando le seguenti formule:

 $Mmax = Rpignone * \sin^{2}(\theta)$ $Zmin = \frac{2}{\sin^{2}(\theta)}$

È possibile notare come il numero minimo di denti per un dato accoppiamento dipenda solamente dall'angolo di pressione Θ , angolo che descrive l'inclinazione della retta lungo la quale le due ruote dentate si scambiano le forze. Queste, per via dello sviluppo rettilineo del profilo del dente nella terza dimensione, possono, per ogni ruota, essere scomposte come forze tangenziali e forze radiali. Noto il momento torcente **T** da trasmettere e noto il diametro della ruota conduttrice **d** è possibile risalire alle azioni scambiate tra i contatti attraverso le seguenti relazioni [11]

$$Wt = \frac{T}{\frac{d}{2}}$$

$Wr = Wt \tan(\theta)$

Al fine di ridurre il valore di coppia che il guidatore deve esercitare per effettuare la sterzata è necessario che il la trasmissione presenti un elevato rendimento. Se questo non dovesse accadere lo sforzo che il conducente deve esercitare potrebbe essere tale da richiedere l'ausilio di un servo motore. Il rendimento dell'imbocco dentato, influenzato dal coefficiente d'attrito al contatto tra i denti delle due ruote e dovuto allo strisciamento dei due profili, può essere approssimato dalla formula di Poncelet.

$$\eta = 1 - \pi \mu (\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}) \qquad [12]$$

Dove **Z1** e **Z2** sono rispettivamente il numero dei denti della ruota conduttrice e della condotta, nel caso dell'accoppiamento Pignone-cremagliera dove quest'ultimo è l'elemento condotto, **Z2** può essere teoricamente infinito. A parità di altri fattori che influenzano la trasmissione di potenza, l'efficienza dell'accoppiamento quindi dipende solo da **Z1**.

$$\eta = 1 - \pi \mu(\frac{1}{Z1})$$



FIGURA 4, CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELL'ACCOPPIAMENTO DENTATO

2.3.5 Ruote dentate cilindriche a denti elicoidali

Le ruote dentate cilindriche a denti elicoidali si differenziano geometricamente da quelle a denti dritti per via di un angolo di inclinazione della dentatura stessa. Il profilo è ottenuto imponendo un moto elicoidale al profilo osservato nel piano frontale della ruota (x-y) nella direzione lungo

la direzione della profondità del cilindro primitivo (asse z). Noto il raggio del cilindro e il passo del moto imposto **Pe** è possibile risalire all' inclinazione dell'elica sul cilindro primitivo α

$$\tan(\alpha) = \frac{2r\pi}{Pe}$$

L' angolo α è legato all' angolo di inclinazione dell'elica sul cilindro fondamentale β , considerando che **Pe** deve essere uguale per entrambi i cilindri, nascendo esso dallo stesso moto imposto, ne segue che:

$$Pe = \frac{2 rf \pi}{\tan{(\beta)}}$$

Allora

$$\frac{r}{tan(\alpha)} = \frac{rf}{tan(\beta)} = \frac{r\cos(\theta)}{tan(\beta)}$$

Dove Θ è l'angolo di pressione. Si ottiene infine la relazione fondamentale che lega α , $\beta \in \Theta$. tan(β) = tan(α) cos (Θ)

Il minimo numero di denti per un accoppiamento con denti elicoidali può essere calcolato come:

$$Zmin = \frac{2 \cos^3(\alpha)}{sen^2(\Theta n)}$$

Dove **On** è l'angolo di pressione normale. [13]

Il modulo massimo utilizzabile per evitare l'interferenza durante l'ingranamento è:

$$Mmax = \frac{2 r_{pignone} \cos{(\alpha)}}{Zmin}$$

Le ruote dentate a denti elicoidali rispetto alle stesse a denti dritti presentano una maggiore silenziosità, e quindi una più lieve presenza di urti, e una maggiore velocità massima di funzionamento grazie all'aumento del grado di ricoprimento frontale, parametro che fornisce una indicazione sul contemporaneo numero di denti in presa. Nonostante i numerosi vantaggi, quest'ultime, a causa dell'inclinazione del profilo lungo la quale si trasmettono le azioni tra gli elementi dentati, generano uno sforzo assiale. Ne deriva il necessario utilizzo di cuscinetti reggi spinta e una maggiore generazione di calore con una conseguente perdita nel valore finale del rendimento. In questo caso l'efficienza della trasmissione dipende da diversi fattori geometrici, quali:

• Modulo

- Angolo di inclinazione dell'elica
- Angolo di pressione

Il rendimento delle ruote cilindriche a denti sia dritti che elicoidali è anche influenzato dall'entità del carico alla quale esse sono soggette; infatti la deformazione dei denti e le velocità di strisciamento tra i denti danno origine a delle variazioni dei coefficienti d'attrito e quindi ad una generale modificazione dell'efficienza della trasmissione [14].

| Modulus | Parameter | Transmission efficiency | | |
|---------|----------------------------------|---|--|--|
| 1 | Input power† | ↑ | | |
| | Rotating speed↑ | Ļ | | |
| | Transmission torque [†] | Ļ | | |
| 2 | Helical angle↑ | Ļ | | |
| 3 | Modulus↑ | Ļ | | |
| 4 | Pressure angle↑ | ↑. | | |
| 5 | Tooth widths↑ | Ļ | | |
| 6 | Modification coefficient | Efficiency is maximum when the modi- fication coefficient is approximately zero | | |

TABELLA 1, INFLUENZA DEI PARAMETRI DI FUNZIONAMENTO SULL'EFFICIENZA DELL'ACCOPPIAMENTO

Le forze trasmesse tra una coppia di ingranaggi elicoidali dipendono dall'angolo di pressione Θ e dall'angolo di inclinazione dell'elica β . Conoscendo la Coppia applicata **T** sugli ingranaggi è possibile calcolare l'intero insieme delle forze utilizzando le seguenti equazioni.

 $W = \frac{T}{r_{pignone}} \cos (\theta n) \quad \text{Forza totale}$ $Wt = W \cos (\theta n) * \cos(\beta) \quad \text{Forza tangenziale}$ $Wr = W \operatorname{sen}(\theta n) \quad \text{Forza radiale}$

 $Wa = W \cos(\theta n) \operatorname{sen}(\beta)$ Forza assiale [11]

2.3.6 Comparativa tra ruote a denti dritti e denti elicoidali

La scelta del tipo di dentatura è stata fatta tenendo conto di alcuni obiettivi principali.

- Aumentare il numero di denti a contatto
- Massimizzare le dimensioni dei denti
- Migliorare l'efficienza dell'accoppiamento dei denti

La progettazione ha seguito di conseguenza un procedimento iterativo, tenendo conto degli obiettivi sopracitati, per ottenere una convergenza dei dati finali con i vincoli di progetto

imposti, ovvero:

- A seguito di un giro completo del volante, la cremagliera deve compiere una traslazione di 65 mm (R.S.=360/24.43=14.733)
- Evitare l'interferenza tra i profili dentati

Il raggio del pignone desiderato per ottenere il rapporto di sterzo prefissato è stato calcolato come:

$$r_{pignone} = \frac{\mathrm{Tc}}{2\pi} = 10.35 \ mm$$

Utilizzando un accoppiamento con pignone e cremagliera a denti dritti con un angolo di pressione pari a 20° sono stati calcolati i seguenti dati

 $r_{pignone} = \frac{\text{m Z}}{2}$ Dove **m** è il modulo

 $M_c = \frac{\text{Lab}}{p \cos(\theta)}$ Numero medio di denti in presa, dove **Lab** è la lunghezza della linea dei contatti misurata al CAD e **p** è il passo base

 $p = \pi m$



FIGURA 5, VALUTAZIONE GRAFICA DELLA RETTA DI INGRANAMENTO PER IL PIGNONE A DENTI DRITTI

TABELLA 2, PARAMETRI GEOMETRICI DELL'ACCOPPIAMENTO A DENTI DRITTI

| Massimo | Modulo | Numero di | Numero di | Altezza | Passo | Raggio |
|--------------|------------|-----------|------------|-----------|-------|---------|
| modulo | utilizzato | denti | denti | del dente | | pignone |
| utilizzabile | | | mediamente | | | |
| | | | in presa | | | |

| 1.20 mm | 1 mm | 22 | 3 | 2.34m | 3.14mm | 11 mm |
|---------|------|----|---|-------|--------|-------|
|---------|------|----|---|-------|--------|-------|

È possibile notare come il modulo utilizzato, scelto in funzione dei moduli consigliati, sia molto piccolo, al contempo però il numero di denti mediamente in presa è abbastanza alto. Una volta nota la geometria dell'accoppiamento è stato sviluppato il modello CAD tridimensionale utilizzando il software Solidworks e mediante l'utilizzo del pacchetto Solidworks Motion è stata valutata la corsa effettiva della cremagliera

Tc=69.12 mm

Il risultato è abbastanza vicino al valore desiderato.

Successivamente gli stessi calcoli sono stati eseguiti per un accoppiamento con denti elicoidali con uguale angolo di pressione e con β =30°. In questo caso le formule precedentemente viste diventano:

$$r_{pignone} = \frac{m_n \, \mathrm{Z}}{2 \cos(\alpha)}$$

 $p = \pi m_n \text{cos} \left(\alpha \right)$

 $M_c = \frac{\text{Lab}}{p\cos\left(\vartheta_n\right)}$



Figura 6,, valutazione grafica della retta di ingranamento per il pignone a denti elicoidali con beta=30° Tabella 3, parametri geometrici dell'accoppiamento dentato elicoidale con theta=20° e beta=30°

| Massimo | Modulo | Numero di | Numero di | Altezza | Passo | Raggio |
|--------------|------------|-----------|------------|-----------|-------|---------|
| modulo | utilizzato | denti | denti | del dente | | pignone |
| utilizzabile | | | mediamente | | | |

| | | | in presa | | | |
|---------|---------|----|----------|---------|---------|-------|
| 1.86 mm | 1.75 mm | 11 | 3.5 | 4.03 mm | 4.68 mm | 11.29 |
| | | | | | | mm |

Anche in questo caso la traslazione della cremagliera è stata valutata mediante una simulazione eseguita con il software Solidworks Motion ed è risultata essere pari a:

Tc=74.48 mm

In questo caso, quindi, è stata raggiunta una ottima altezza del dente e un buon numero di denti in presa ma la corsa della cremagliera risulta essere 9.78 mm più grande rispetto alla grandezza prefissata, per cui gli stessi calcoli sono stati effettuati sempre per un accoppiamento con denti elicoidali ma questa volta con un angolo di inclinazione dell'elica pari a 22°, per diminuire l'influenza delle spinte assiali. L'obiettivo dell'analisi è stato quello di abbassare ancora il numero di denti del pignone e incrementare il modulo. È di notevole importanza evidenziare che il numero di denti relativo al caso con inclinazione dell'elica pari a 30° era già vicino al limite del numero di denti minimi, per questo motivo si è passati alla correzione dell'accoppiamento non utilizzando più un proporzionamento normale. Per fare ciò si è partiti da un pignone con le seguenti caratteristiche.

TABELLA 4, CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELL'ACCOPPIAMENTO DENTATO ELICOIDALE NON CORRETTO CON THETA=20° E BETA=22°

| Modulo | Numero | Altezza | Passo | Raggio |
|------------|----------|-----------|---------|---------|
| utilizzato | di denti | del dente | | pignone |
| | | | | |
| 2 mm | 9 | 4.5 mm | 5.69 mm | 9.79 |
| | | | | mm |

Con questa geometria l'accoppiamento presenterebbe interferenza durante il funzionamento, si è imposta quindi una correzione della distanza tra le due primitive tale da garantire il corretto funzionamento. Tale valore è stato trovato fissando prima il limite inferiore della correzione:

• $X_{inf} \rightarrow$ valore di correzione al di sotto del quale si incorre nel sotto intaglio

$$X_{inf} = m\left(1.25 - \frac{Z\sin^2(\theta)}{2}\right) = -0.56$$

[16]

Dopo numerosi tentativi, il valore ottimale della correzione tale da garantire un basso numero di denti con un elevato modulo, è stato X=0.66, uguale sia per il pignone che per la cremagliera. Nota quindi la correzione totale da applicare si è applicata la seguente formula per il calcolo dell'angolo di pressione corretto, necessario al calcolo della primitiva di funzionamento

$$2X = \frac{(\tan(\theta_c) - \theta_c - (\tan(\theta) - \theta))Z_{pignone}}{2\tan(\theta)}$$

Il calcolo è stato risolto per via numerica per ricavare un valore di X tale che

$$X = \frac{X1 + X2}{2} = 0.66$$

Da ciò si ricava un raggio primitivo di funzionamento del pignone pari a

$$r_{pcorr} = r_{pignone} \frac{\cos{(\theta)}}{\cos{(\theta_c)}} = 11.73 \ mm$$

Allo stesso modo è stato calcolato il modulo corretto m_c e il passo corretto P_c

$$m_{c} = m \frac{\cos{(\theta)}}{\cos{(\theta_{c})}} = 2.38 mm$$
$$P_{c} = \pi m_{c} \frac{\cos{(\theta)}}{\cos{(\theta_{c})}}$$

L'addendum e il dedendum corretti, rispettivamente **Hac** e **Hdc** possono essere ricavati come Hac = m + Xm = 3.32 mm

Hdc = 1.25 - Xm = 1.16 mm

L'interferenza dei profili è stata poi valutata graficamente, risultando nulla. Nota la lunghezza d'ingranamento e il passo corretto è stato possibile calcolare il numero medio di denti contemporaneamente in presa che è risultato essere pari a 2.48. Successivamente è stato creato il modello CAD per valutare lo spessore minimo del dente, pari a 1.27mm >0.2*m e la traslazione della cremagliera corrispondente al raggio del pignone, Tc=67.32. Il profilo quindi, avvicinandosi al target imposto per lo spostamento della cremagliera e presentando un alto modulo con un basso numero di denti e avendo un basso angolo dell'elica necessario per ridurre gli sforzi assiali agenti sui supporti, è stato scelto come riferimento per il progetto.



FIGURA 7, VALUTAZIONE GRAFICA DELLA RETTA DI INGRANAMENTO PER IL PIGNONE A DENTI ELICOIDALI CORRETTI



FIGURA 8, MODELLO CAD 3D DELL'ACCOPPIAMENTO PIGNONE-CREMAGLIERA

Capitolo 3

3.1 Dati geometrici del Sistema di sterzo

Il sistema di sterzo scelto è un meccanismo composto da un accoppiamento pignone e cremagliera, una scatola fissata per mezzo di vincoli imbullonati al telaio, dentro al quale si alloggia il meccanismo precedentemente detto, che permette la traslazione della cremagliera, e dai due braccetti di sterzo che si collegano ai mozzi ruota per mezzo di giunti uniball.



FIGURA 9, MODELLO CAD 3D DELLA SEMI PORZIONE DEL QUADRILATERO ARTICOLATO DEL SISTEMA DI STERZO

La lunghezza totale dell'albero dove è ricavata la cremagliera è stata fissata come dato di progetto, così come tutte le grandezze geometriche caratteristiche del sistema di sterzo quali angolo di caster, angoli di montaggio dei braccetti di sterzo e la loro lunghezza.

| Lunghezza totale albero cremagliera | Diametro primitivo del pignone | Rapporto di sterzo | Lunghezza braccetti di sterzo | Angolo di montaggio dei braccetti rispetto alla ruota |
|--|--------------------------------------|-----------------------|---|--|
| 845 mm | 19.414 mm | 13.87 | 256.501 mm | 2.9° |
| Numero di denti della cremagliera | Diametro albero rack | caster | Distanza attacco braccetti- centro ruota | Distanza, nella vista frontale, tra il centro dell'orma di contatto e l'attacco dei braccetti di sterzo al mozzo ruota (Scrub Radius) |
| 20 | 22 mm | 6.04 ° | 163.109 mm | 63.97mm |

TABELLA 5, DATI GEOMETRICI DEL SISTEMA DI STERZO

3.2 Analisi Cinematica

Nota la geometria del sistema è stato possibile implementare un codice di calcolo per il computo analitico riguardante la cinematica del sistema, ciò è stato fatto per favorire sviluppi futuri attinenti alle caratteristiche geometriche. Il software utilizzato in questo caso è stato MATLAB. Per fare ciò è stato necessario stabilire per ogni corpo presente nel sistema il proprio sistema di riferimento. Per il pignone è stato scelto un sistema di coordinate (4) posizionato al centro dell'albero con asse Z_4 coincidente con l'asse di rotazione e con asse X_4 parallelo all'asse della cremagliera, riguardo quest'ultima il sistema scelto è uguale a quello dell'elemento conduttore ma posizionato nella mezzeria della cremagliera stessa (3).



FIGURA 10, POSIZIONAMENTO DEI SISTEMI DI COORDINATE APPARTENENTI AL PIGNONE E ALLA CREMAGLIERA

Successivamente è sono stati scelti i sistemi di riferimento appartenenti ai braccetti (2) e ai mozzi ruota (1). Il sistema di coordinate 2 presenta l'asse X_2 coincidente con l'asse di rivoluzione del braccetto di sterzo, pertanto, data la geometria del sistema di sterzo, per raggiungere la configurazione di montaggio, ovvero con l'autovettura con le ruote dritte, e considerando che il sistema di riferimento 2 in partenza abbia gli assi coincidenti con quelli del sistema 3, questo deve compiere prima una rotazione attorno a all'asse Y e poi una rotazione attorno all'asse Z. Il sistema di coordinate 1 presenta sempre l'asse X_1 coincidente con l'asse del solido rappresentante il mozzo ruota, il quale coincide con la retta congiungente il centro della ruota con il centro dell'uniball dove il braccetto di sterzo si connette, anche in questo caso il solido sistema 1 subisce delle rotazioni rispetto al sistema 2, una prima rotazione rispetto all'asse X.



FIGURA 11, POSIZIONAMENTO DEI SISTEMI DI COORDINATE APPARTENENTI AI BRACCETTI DI STERZO E AL MOZZO RUOTA

Infine è stato posizionato il riferimento fisso (5) del sistema, posto alla stessa altezza del sistema di riferimento 4 con l'asse Z_5 coincidente con Z_4 . Essendo il pignone inclinato rispetto all'orizzontale terrestre è stato inserito un altro sistema fisso con asse X_{5ref} coincidente con la verticale terrestre e con asse Z_{5ref} lungo la direzione del moto.



FIGURA 12, VISTA FRONTALE DEL SISTEMA DI STERZO



FIGURA 13, VISTA LATERALE DEL SISTEMA DI STERZO

Nello studio cinematico è stato considerato solamente metà del meccanismo di sterzo, ovvero gli elementi considerati sono stati:

- Pignone
- Cremagliera
- Braccetto di sterzo sinistro
- Mozzo ruota sinistro

Questo è stato fatto considerando che per studiare il moto della ruota destra è necessario solamente invertire la direzione del moto rotatorio del pignone. I dati di input per lo studio del sistema sono:

- Legge dell'accelerazione angolare del pignone Θ_{Z4dd}
- Velocità angolare iniziale del pignone Θ_{Z4d0}
- Posizione angolare iniziale del pignone Θ_{Z40}
- Angolo dell'asse X5 rispetto a $X_{5ref} \rightarrow \Theta_{X5_ref}$
- Angolo iniziale dell'asse Y_3 rispetto all'asse $Y_2 \rightarrow \Theta_{Y3_2}$
- Angolo iniziale dell'asse Z_3 rispetto all'asse $Z_2 \rightarrow \Theta_{Z3_2}$
- Angolo iniziale dell'asse Y_2 rispetto all'asse $Y_1 \rightarrow \Theta_{Y_2_1}$
- Angolo iniziale dell'asse \mathbb{Z}_2 rispetto all'asse $\mathbb{Z}_1 \rightarrow \Theta_{\mathbb{Z}_2_1}$

Lo studio della parte comprendente il braccetto di sterzo e il mozzo ruota è stato fatto assimilando la porzione di meccanismo ad un meccanismo piano, questo è stato possibile trascurando il moto verticale del centro della ruota dovuto alle irregolarità stradali, infatti, in questo caso, durante tutto il suo moto, la porzione di meccanismo comprendente i membri 2 e

1 giace su un piano inclinato di 7.6° (Θ_0) rispetto al piano X_{5ref} - Z_{5ref} , pertanto viene scelto un sistema di riferimento 0 con X_0 - Z_0 coincidente col piano del moto della parte di meccanismo. In questo caso per riportare le grandezze dal sistema 0 al sistema 5_{ref} è necessario tenere in considerazione una prima rotazione attorno all'asse Y_0 (diretto verso il piano stradale) e una seconda rotazione rispetto all'asse Z_0 .



FIGURA 14, VISTA PERPENDICOLARE AL PIANO DEL MOTO

L'analisi di posizione dei singoli elementi del sistema è stata fatta considerando le rotazioni relative dei sistemi di riferimento rispetto sempre agli assi dei sistemi mobili. Definito come ε un angolo generico, le matrici di rotazione sono state definite come:

$$Rx(\mathbf{\epsilon}) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\mathbf{\epsilon}) & -\sin(\mathbf{\epsilon}) \\ 0 & \sin(\mathbf{\epsilon}) & \cos(\mathbf{\epsilon}) \end{pmatrix} \Rightarrow \text{Rotazione di } \mathbf{\epsilon} \text{ attorno all'asse X}$$
$$Ry(\mathbf{\epsilon}) = \begin{pmatrix} \cos(\mathbf{\epsilon}) & 0 & \sin(\mathbf{\epsilon}) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\mathbf{\epsilon}) & 0 & \cos(\mathbf{\epsilon}) \end{pmatrix} \Rightarrow \text{Rotazione di } \mathbf{\epsilon} \text{ attorno all'asse Y}$$
$$Rz(\mathbf{\epsilon}) = \begin{pmatrix} \cos(\mathbf{\epsilon}) & -\sin(\mathbf{\epsilon}) & 0 \\ \sin(\mathbf{\epsilon}) & \cos(\mathbf{\epsilon}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \Rightarrow \text{Rotazione di } \mathbf{\epsilon} \text{ attorno all'asse Z}$$

Nel caso del meccanismo piano, dove le rotazioni avvengono attorno agli assi Y paralleli fra loro, la matrice di rotazione si riduce ad una matrice 2x2:

$$Ry(\mathbf{\epsilon}) = \begin{pmatrix} \cos(\mathbf{\epsilon}) & -\sin(\mathbf{\epsilon}) \\ \sin(\mathbf{\epsilon}) & \cos(\mathbf{\epsilon}) \end{pmatrix}$$

Definite le matrici di rotazione i versori di ogni sistema di riferimento **i**, **j**, **k** di ogni sistema di riferimento sono stati proiettati nei sistemi di riferimento rispetto ai quali eseguono le rotazioni in fase di montaggio. La prima rotazione che è stata tenuta in considerazione è stata quella che il sistema 5 compie rispetto a 5_{ref} .

$$R55ref = Rx(\Theta X5_ref);$$

$$i5ref_5 = R55ref * i 5;$$

$$j5ref_5 = R55ref * j 5;$$

$$k5ref_5 = R55ref * k 5;$$

Successivamente si è passati ad analizzare la rotazione del pignone rispetto al sistema 5, esso infatti ruota attorno all'asse $Z_4==Z_5$.

*R*45 = *Rz*(θ *Z*4_5); → angolo coincidente con Θ _{*Z*4i}(all'istante i-esimo)

$$i5_4 = R54 * i4_4;$$

 $j5_4 = R45 * j4_4;$

$$k5 \ 4 = R45 * k4 \ 4;$$

Lo stesso procedimento è stato ripetuto per tuti gli altri componenti.

Sistema 3

$$R34 = Rz(\Theta Z4i);$$

$$i3_4 = inv(R34) * i3_3;$$

$$j3_4 = inv(R34) * j3_3;$$

$$k3_4 = inv(R34) * k3_3;$$

Sistema 2

$$R23 = Ry(\Theta Y3_2) * Rz(\Theta Z3_2);$$

$$i2_3 = R23 * i2_2;$$

$$j2_3 = R23 * j2_2;$$

$$k2_3 = R23 * k2_2;$$

Sistema 1

 $R12 = Ry(\Theta Y2_1) * Rz(\Theta Z2_1);$ $i1_2 = R12 * i1_1;$ $j1_2 = R12 * j1_1;$ $k1_2 = R12 * k1_1;$

Tutte le grandezze geometriche caratteristiche dei corpi sono state inserite nel codice come vettori direzione visti dai sistemi di riferimento solidali con gli elementi stessi:

- 1. Dati geometrici del membro 4
- O4B=50.47 mm → Distanza tra l'origine (O4) e la proiezione del punto di contatto del pignone sull'asse Z4 (B)
- BC=11.73 mm → Distanza tra il punto B il punto di contatto tra pignone e cremagliera (C)

•
$$rO4B_4 = \begin{bmatrix} 0\\0\\-O4B \end{bmatrix}$$

•
$$rBC_4 = \begin{bmatrix} 0\\ 0BC\\ -04B \end{bmatrix}$$

- rO4C_4=rO4B_4+rBC_4;
- 2. Dati geometrici del membro 3
- O3O2=422.5 mm → Distanza tra l'origine del sistema 3 (O3) e l'origine del sistema 2 (posto al centro del giunto sferico, O2).
- **O3C**=5.9 mm

•
$$r0302_3 = \begin{bmatrix} -0302\\ 0\\ 0 \end{bmatrix}$$

- $rO3C_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ -O3C \\ 0 \end{bmatrix}$
- rO2C_3=rO3O2_3+rO3C_3;
- 3. Dati geometrici del membro 2

• **O2O1**=256.1501 mm \rightarrow Distanza tra O2 l'origine del sistema 1.

•
$$r0201_2 = \begin{bmatrix} -0201\\ 0\\ 0 \end{bmatrix}$$

4. Dati geometrici del membro 1

.....

 O1Of=163.10 mm → Distanza che intercorre tra O1 e il centro del sistema fisso col piano che contiene la porzione di meccanismo composta dal membro 1 e 2

•
$$r010f_1 = \begin{bmatrix} -010f_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Note tutte queste grandezze è possibile procedere con l'analisi di posizione per trovare le coordinate del centro del sistema 3 (cremagliera) rispetto al sistema 5ref, e valutare lo spostamento angolare compiuto dal mozzo ruota e dal braccetto di sterzo.

Per fare ciò è necessario trasportare il vettore rO3C_3 nel sistema di riferimento del pignone

$$rO3C_4 = inv(R34) * rO3C_3;$$

successivamente si calcola la distanza tra l'origine del sistema 4 e O3

 $r0403_4 = r04C_4 + r03C_4;$

Il vettore deve poi essere riportato al sistema 5ref

 $r0403_5ref = R55ref * R45 * r0403_4$

Per quanto riguarda gli angoli del mozzo ruota, come accennato in precedenza, si è fatto riferimento allo studio di un meccanismo piano. Questi sono stato calcolati per via numerica imponendo le seguenti equazioni dovute alla condizione geometrica del sistema :

 $F(1) = -e + r0002_0(2)$; \rightarrow dove rOfO2_0 (2) è la componente lungo X0 del vettore congiungente il centro della ruota con il centro del giunto sferico con il quale il braccetto di sterzo si accoppia alla cremagliera mentre e è la distanza tra il centro della ruota e l'asse della cremagliera misurata lungo l'asse X0.

 $F(2) = r0002_0(1) - r * cos(\theta 1_i) - l * cos(-\gamma 1_i) + S(1,1); \rightarrow$ dove r è la lunghezza della congiungente il centro della ruota e il centro dell'uniball, l e la lunghezza del braccetto, $\Theta 1_i$ e $\gamma 1_i$ sono gli angoli di montaggio rispetto agli assi sistema 0 rispettivamente della congiungente tra centro ruota e uniball e del braccetto, mentre S(1,1) è la componente lungo l'asse Z0 dello spostamento della cremagliera. (F(1) e F(2) sono uguali a 0)

Le incognite di queste due equazioni sono contenute all'interno di rOfO2, infatti:

rO0O1_0=R2d(*θ***1**)*[r;0];

rO1O2_0=R2d(-*γ***1**)*[-1;0];

Lo spostamento della cremagliera è stato ricavato derivando la velocità di traslazione di quest'ultima, infatti nota la velocità angolare del pignone è possibile sfruttare la relazione tra le due:

 $w45_5 = \theta Z4d * k4_5;$

 $w45_f = R55ref * w45_5;$

dove w45 è il vettore velocità angolare di 4 rispetto a 5

 $vC4_5 = 04B * anti(w45_5) * j4_5; \rightarrow$ in cui vC4_5 è la velocita tangenziale del punto di contatto appartenente al pignone dell'accoppiamento dentato, infatti essa coincide con la velocità dello stesso punto appartenente alla cremagliera. Affinché il prodotto tra matrici possa essere compiuto è necessario inserire la matrice antisimmetrica del vettore w, questo viene fatto inserendo la funzione "*anti*".

$$vC3_5 = vC4_5;$$

 $vC3_3 = inv(R45) * inv(R34) * vC4_5;$

Essendo il centro dell'accoppiamento sferico costretto a traslare concordemente con il moto della cremagliera, allora anche la velocità del medesimo punto appartenente al braccetto di sterzo deve essere uguale, ne segue che

$$v02_5 = vC3_5;$$

$$vO2_2 = R23 * vC3_3;$$

Essendo l'asse Z0 e l'asse Z3 paralleli, la velocità della cremagliera non cambierà le sue componenti se trasportata al sistema di riferimento 0 si ha:

$$vO2_0 = Ry(\frac{\pi}{2}) * Rz(\Theta 0) * vO2_3 \rightarrow \text{Dove vO2}_3 = vO3_3.$$

Nota la vO2_0, estraendo la componente lungo l'asse Z0 necessaria per la risoluzione del problema di moto piano, è possibile risalire a S(3,1) in modulo

 $S(3,1) = vO2_2 * t$; Dove **t** è la variabile tempo.

Le velocità angolari $\dot{\theta}\mathbf{1} e \gamma \mathbf{1}$ possono essere calcolate derivando le 2 equazioni utilizzate per trovate gli spostamenti angolari $\gamma \mathbf{1} e \Theta \mathbf{1}$ rispetto al tempo.

$$\dot{\gamma \mathbf{1}} = -\frac{(\frac{r0001(1) * v02x}{-r0001(2)})}{(r0102(2)) * (\frac{r0001(1)}{-r0001(2)} + 1)}$$

$$\dot{\mathbf{\theta 1}} = \frac{(r0102(2) * \dot{\gamma \mathbf{1}} + Vo2x}{-r0001(2)}$$

Derivando queste due equazioni è possibile risalire alle accelerazioni angolari $\Theta \mathbf{1} = \mathbf{y}\mathbf{1}$. Per fare ciò deve essere però nota l'accelerazione del punto O2.

Capitolo 4

4.1 Forze e Coppie agenti sul sistema di sterzo

Conoscendo la geometria del sistema, il peso della vettura e il coefficiente di attrito tra le gomme e la strada è possibile valutare lo sforzo, necessario a compiere la sterzata, che il guidatore deve esercitare sul volante. Il caso che sollecita maggiormente il meccanismo è la sterzata in condizioni statiche, ovvero a macchina ferma, questo perché il guidatore deve vincere il momento resistente presente al contatto ruota-asfalto causato dal coefficiente d'attrito statico, essendo questo maggiore del coefficiente d'attrito volvente, inoltre parte del lavoro compiuto dal guidatore serve per deformare elasticamente le i tasselli delle gomme durante la sterzata. Conoscendo una stima della distribuzione dei pesi finale dell'autovettura è stato possibile valutare la coppia che sollecita l'accoppiamento dentato.

Percentuali delle distribuzioni statiche dei pesi \rightarrow 30% Anteriore 70% Posteriore Definendo **Fz** come la forza agente sulla singola ruota anteriore diretta lungo la verticale terrestre e calcolata come: $Fz = \left(\frac{(mtot)*0.3}{2}\right) * g = 2943N \rightarrow Dove mtot è la massa totale del veicolo e$ **g**è l'accelerazione di gravità.

È possibile valutare la forza d'attrito generata dal contatto ruota-asfalto che si oppone al movimento rotatorio della gomma attorno all'asse congiungente gli attacchi dei triangoli superiore e inferiore della sospensione (Kingpin axis). Il coefficiente d'attrito radente stimato per il calcolo è stato posto uguale a μ =0.6. [18]

 $Fy = Fz * \mu = 1765.8 \rightarrow$ dove **Fy** è la forza causante il momento di sterzata resistente che necessita di essere vinto dallo sforzo del guidatore per effettuare la manovra.

Per valutare questa coppia basta moltiplicare la **Fy** per la distanza tra il centro della ruota e la proiezione dell'attacco del braccetto di sterzo sul piano frontale dell'automobile **Kpe**, in condizioni statiche la distribuzione delle pressioni che si genera al contatto gomma-asfalto è simmetrica, pertanto le forze agiscono sul punto coincidente con proiezione del centro della ruota sul manto stradale.

Mr = Fy * Kpe = 112 N * m [2]

Per sterzare e quindi vincere il momento resistente e necessaria una forza \mathbf{Fp} perpendicolare all'asse dell'uniball e, contestualmente, perpendicolare alla congiungente tra il centro della ruota e l'uniball stesso **r**. L'intensità di questa forza sarà quindi:

$$Fp = Mr/r = 692.53 N$$

A questo punto è possibile conoscere la forza agente lungo l'asse del braccetto di sterzo, infatti, la forza Fp può essere scomposta lungo gli assi del sistema di coordinate appartenente al membro 2 conoscendo l'angolo relativo β tra il mozzo ruota e il braccetto di sterzo pari a 20°:

 $Fa_{br} = Fp * cos(\beta) = 650.76 N \rightarrow$ forza assiale lungo l'asse del braccetto di sterzo $Ft_{br} = Fp * sin(\beta) = 236.85 N \rightarrow$ Componente di Fp perpendicolare all'asse del membro 2

Per l'equilibrio del membro due le stesse forze agiranno uguali e opposte nel punto di attacco con la cremagliera, esso quindi sarà soggetto ad un una coppia pari a:

 $C2 = Ft_br * l \rightarrow \text{dove } \mathbf{l} \text{ è la lunghezza di 2.}$

La forza agente sulla cremagliera sarà data da:

$$Fc = inv(R23) * \begin{pmatrix} Fa_br\\Ft_br\\0 \end{pmatrix}$$

La componente agente lungo l'asse X3 sarà responsabile della coppia agente sul pignone e quindi sul volante dell'autovettura, conoscendo quindi il raggio del pignone si ha:

Tsterr1 = Fc(1) * rpignone = 7.16 N*m

Questo è il valore di coppia necessario a muovere una sola ruota partendo dalla configurazione di montaggio, ovvero con entrambe le ruote rivolte nel verso di marcia. Il valore di coppia totale sarà:

Tster = 2 * Tsterr 1 = 15.227 N*m

Il valore trovato non tiene conto degli attriti nei cuscinetti, nei giunti cardanici e le perdite per attrito viscoso dovute allo scivolamento della cremagliera sul grasso di cui la scatola dello sterzo è riempita. Non conoscendo a priori queste grandezze, essendo esse dipendenti dalle grandezze geometriche dei diversi elementi, si è supposto un rendimento meccanico di trasmissione pari a 0.98, risulta quindi una coppia effettiva da applicare pari a:

$$Tstereff = \frac{Tster}{0.98} = 15.53 N * m$$

Nota la coppia resistente da vincere è possibile risalire allo sforzo che il guidatore deve compiere conoscendo la geometria del volante. Infatti, noto il raggio \mathbf{r}_{vol} , è possibile calcolare la forza tangenziale **Ftanster** necessaria per equilibrare il momento **Tsterreff** :

$$Ftanster = \frac{Tstereff}{rvol} = 102,17 N$$

Il valore ottenuto equivale ad uno sforzo di circa 10 kg da applicare sul volante, questo dato è stato necessario per valutare la presenza o meno di un servo motore per assistere lo sterzo. Essendo il carico gravante sul conducente pari a 5 kg per braccio, esclusivamente in condizioni stazionarie, si è ritenuto possibile un design finale senza l'ausilio di un motore elettrico.

4.2 Modellazione CAD dell'accoppiamento dentato

Per la modellazione CAD degli elementi dentati è stato in primis utilizzato un software per la generazione automatica dei profili, la scelta risiede nel guadagno di tempo rispetto alla costruzione dei profili geometrici date le numerose iterazioni per raggiungere il profilo che rispettasse i parametri di funzionamento e che resistesse con buon margine alle sollecitazioni in fase di funzionamento. Sul pignone è stato poi ricavato l'albero sul quale vengono poi calettati i cuscinetti e quindi i rispettivi spallamenti, esso inoltre deve essere collegato ad un giunto universale per la trasmissione del momento torcente, pertanto è stato ricavato un mille

righe sulla parte terminale compatibile con la geometria dei giunti cardanici a disposizione dell'azienda.



FIGURA 15, MODELLO CAD 3D DEL PIGNONE

Così facendo si è ottenuto un modello facilmente parametrizzabile è quindi capace di ridurre il tempo necessario alla creazione di diversi modelli e alla loro relativa verifica strutturale. Con riferimento alla cremagliera, il procedimento utilizzato è stato il medesimo, successivamente al profilo dentato si è passati alla modellazione CAD dell'asta sulla quale la dentatura alloggia, e i rispettivi collegamenti con i braccetti di sterzo. Sulla parte terminale di essa sono quindi stati ricavate degli alloggiamenti filettati compatibili con i braccetti disponibili sul mercato, infatti in questo caso la realizzazione dei pezzi precedentemente citati risulta particolarmente difficoltosa con l'utilizzo delle macchine a disposizione dell'azienda. Dopo uno studio sulla disponibilità e sulla tenacia dei braccetti presenti in commercio si è scelto un accoppiamento filettato M16x1.5.



FIGURA 16, MODELLO CAD 3D DELLA CREMAGLIERA

Il design finale ottenuto è stato poi inserito in Solidworks Motion, per verificare ancora una volta che questo rispettasse i vincoli progettuali imposti.

4.3Analisi dell'accoppiamento dentato

L'accoppiamento dentato è stato in primis analizzato per via analitica seguendo la procedura di progettazione predisposta dall' AGMA (American Gear Manufacturers Association). Per fare ciò è stato quindi obbligatorio definire le condizioni di funzionamento del sistema, esso si troverà in fatti a lavorare in condizioni di sovraccarico intermittenti, dovute alle numerose manovre di sterzata che si effettuano durante la guida di tutti i giorni, è da ricordare inoltre che i profili devono essere realizzati mediante fresatura e che quindi i componenti godono di una ottima finitura superficiale. Si è deciso inoltre di progettare il pignone con una dentatura più profonda rispetto a quella della cremagliera, questo permette di ridurre le tensioni sui bordi dei denti e fa in modo che i cuscinetti si trovino ad una maggiore distanza dalla cremagliera, evitando così contatti indesiderati. Le formule proposte da AGMA per il calcolo della tensione dovuta alla flessione del dente e per la tensione di contatto sono le seguenti:

 $\sigma f = Wt * K0 * Kv * Ks * \frac{1}{b mt} * \frac{Kh * Kb}{Yj} \rightarrow \text{tensione dovuta alla flessione del dente (sistema metrico)}$

 $\sigma p = Ze * \sqrt{Wt * K0 * Kv * Ks} * \frac{Kh*Zr}{dwb*Zl} \rightarrow \text{Tensione di contatto (sistema metrico)}$

Dove :

- Wt è il carico tangenziale
- K0 è il coefficiente di sovraccarico
- Kv è il coefficiente di velocità
- Ks è il fattore dimensionale
- Kb è un fattore che dipende dallo spessore della corona
- Kh è il coefficiente dipendente distribuzione del carico
- mt è il modulo trasversale
- b è la larghezza del dente più piccolo, nel nostro caso quello appartenente alla cremagliera
- Yj è il fattore geometrico per la resistenza a flessione che include il fattore di concentrazione delle tensioni a fatica
- Ze è un coefficiente elastico

Tutti i fattori elencati possono essere valutati tramite funzioni e grafici forniti da AGMA [11], alcuni di questi sono stati considerati unitari perché o non influenti nel calcolo, ad esempio il fattore che tiene conto dello spessore della corona, oppure perché non si

conoscono abbastanza dati per valutarli. Considerando quindi una coppia agente sull' accoppiamento pari a 15.53 N*m, i risultati ottenuti sono stati;

 $\sigma f = 306.97 Mpa$

 $\sigma p = 28.25 Mpa$

Il materiale scelto per questa applicazione è stato un acciaio 42CrMo4 +QT, con riferimento alla norma EN 10083-3, la scelta del materiale risiede nella immediata disponibilità del grezzo e anche nel vantaggio economico tratto dal fatto che il medesimo materiale viene già acquistato per la produzione di altri componenti, inoltre esso presenta un elevato carico di snervamento (dopo la bonifica $\sigma y = 1064 Mpa$) a temperatura ambiente e si presta bene alla tempra, trattamento necessario in questo tipo di applicazioni.

| Tensione | di | Tensione di rottura | Allungamento a | Riduzione della |
|-------------|----|---------------------|----------------|-----------------|
| snervamento | | | rottura | sezione |
| 1064Mpa | | 1133 Mpa | 15% | 51% |

Il coefficiente di sicurezza derivante è

$$\frac{\sigma y}{\sigma f} = 3.47$$

Per lo stesso acciaio sottoposto a tempra di profondità la pressione di contatto ammissibile è di circa 1100 Mpa, ne segue che l'accoppiamento può essere considerato in sicurezza.

L'accoppiamento è stato successivamente analizzato agli elementi finiti mediante il pacchetto Simulation del software Solidworks. Il sistema è stato vincolato utilizzando due vincoli su facce cilindriche posizionati sugli alloggiamenti dei cuscinetti del pignone, entrambi i vincoli sono quindi capaci di reagire in direzione radiale ma solo uno di essi può reagire in direzione assiale, esso quindi si farà carico della spinta assiale generata dal contatto dentato, la cremagliera è stata vincolata alla traslazione su entrambe le facce coincidenti con le sue estremità per simulare l' azione resistente generata dai braccetti di sterzo, inoltre sono stati inseriti due vincoli radiali coincidenti con le bronzine.



FIGURA 17, MESH ACCOPPIAMENTO DENTATO

TABELLA 6, PARAMETRI MESH

| Tipo di mesh | Mesh di elementi solidi | |
|--|--------------------------|--|
| Mesher usato | Mesh basata su curvatura | |
| Punti jacobiani per mesh di alta qualità | 16 punti | |
| Controllo mesh | definito | |
| Dimensione massima elemento | 4 mm | |
| Dimensione minima elemento | 0,09 mm | |
| Qualità mesh | ottima | |
| Nodi totali | 1631438 | |
| Elementi totali | 1159272 | |
| Rapporto d'aspetto massimo | 3,936e+07 | |
| Percentuale degli elementi con rapporto di aspetto < 3 | 99,1 | |
| Percentuale degli elementi con rapporto di aspetto > 10 | 0,29 | |
| Percentuale di elementi distorti | 0,00069 | |

Il contatto tra i denti è stato impostato per la non compenetrazione e l'assenza di strisciamenti e di allontanamento tra le facce (bonded)[5]. Al pignone è stato infine attribuito il momento torcente pari a 15.53 N*m.

I risultati ottenuti si avvicinano parecchio a quelli raggiunti mediante il calcolo analitico fornito da AGMA, infatti utilizzando una dimensione dell'elemento pari a 0.3 mm nelle vicinanze delle zone di contatto tra i denti, la tensione massima ottenuta alla radice è di 309.1 Mpa, è da tenere in considerazione però che il software non tiene in considerazione la presenza di sovraccarichi né le velocità di funzionamento né tantomeno il processo di manifattura, quindi il risultato raggiunto dal software in questo caso ci dà una sovrastima.


FIGURA 18, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES AGENTI

Riguardo la pressione di contatto il calcolo computazionale fornisce un risultato leggermente inferiore a quello ottenuto con il calcolo analitico, anche qui valgono le considerazioni precedenti riguardo i valori correttivi inseriti nel calcolo analitico che dipendono dalle effettive condizioni di funzionamento. Il FEM fornisce delle tensioni tra i 18 e i 20 Mpa sul fianco del dente, questo può essere messo in evidenza considerando superfici con la medesima tensione.



FIGURA 19, ELEMENTI AL CONTATTO PIGNONE CREMAGLIERA CON TENSIONI TRA I 18 E I 20 MEGAPASCAL

Gli spostamenti in gioco sono parecchio contenuti, anche a causa dell'elevata rigidezza del materiale, l'elemento che subisce maggiore spostamento è il pignone, infatti la coppia a esso

applicata fa sì che la porzione dove è presente il mille righe trasli per effetto delle deformazioni



FIGURA 20, GRAFICO DEGLI SPOSTAMENTI PER IL MODELLO FEM CON CONTATTO BONDED

dovute alla torsione.

In realtà il contatto tra i denti è un contatto di strisciamento, questo fa sì che i denti si muovano relativamente tra di loro. È stato allora impostato, solo in una fase più avanzata del progetto a causa del maggiore tempo di calcolo richiesto per ottenere la convergenza dei risultati, un calcolo computazionale più realistico tenendo conto delle entità di strisciamento dei denti impostando un contatto tra i denti con un coefficiente d'attrito pari a 0.15. In questi casi si può notare uno spostamento maggiore di un ordine di grandezza, dovuto al moto relativo tra pignone e cremagliera.



FIGURA 21, GRAFICO DEGLI SPOSTAMENTI CON CONTATTO FRICTIONAL

Lo stesso calcolo è stato effettuato inserendo inoltre l'effetto della molla di contrasto posta al

di sotto della cremagliera, per valutare il precarico da fornire all'elemento elastico al fine di limitare gli spostamenti relativi tra i denti ingrananti.



FIGURA 22, GRAFICO DEGLI SPOSTAMENTI CON CONTATTO FRICTIONAL CONSIDERANDO L'EFFETTO DELLA MOLLA DI CONTRASTO

Come si può notare dalla simulazione gli spostamenti massimi e quelli relativi all' accoppiamento diminuiscono con un precarico della molla pari a 180 N, considerato un valore sufficiente per non incrementare in maniera sensibile la coppia da applicare allo sterzo e al contempo limitare gli spostamenti, questo valore è stato scelto in base all' esperienza aziendale e a delle prove effettuate sul sistema di sterzo montato precedentemente sul prototipo.

Capitolo 5

5.1 Design della scatola dello sterzo

Il layout della scatola dello sterzo è stato ideato tenendo in considerazione tutti i vincoli imposti dalle caratteristiche dei processi produttivi a disposizione dell'azienda. Si evince dal mercato di meccanismi di sterzo che la quasi totalità di essi sono realizzati per fusione, questo permette di ottenere scatole dello sterzo in un pezzo unico di grandi dimensioni, successivamente queste sono lavorate mediante macchina utensile solamente ne punti dove alloggiano cuscinetti e bronzine. Non essendo possibile realizzare pezzi per fusione e considerando che i volumi di produzione del pezzo rimangono comunque contenuti si è optato per una lavorazione dal pieno dell'intero meccanismo di sterzo mediante macchina a controllo numerico. La lavorazione dei

pezzi viene effettuata con il mandrino lungo l'asse della verticale terrestre, pertanto l'ingombro massimo dei pezzi cilindrici è limitato in lunghezza, altrimenti non sarebbe possibile l'asportazione di truciolo. Si è deciso quindi di dividere la scatola dello sterzo in 5 pezzi:

- Una parte centrale ove alloggiano il pignone e la molla di contrasto per l'annullamento dei giochi tra pignone e cremagliera
- Due elementi intermedi per lato, connessi all' elemento centrale mediante giunti filettati, sui quali è ricavato l'alloggiamento degli attacchi che permettono l'ancoraggio della scatola al telaio dell'automobile
- Due elementi terminali per lato (corpi in rosso in **fig.23**) dove alloggiano le bronzine necessarie per lo scorrimento a basso attrito della cremagliera, essi inoltre hanno la funzione di "stopper", ovvero vanno in battuta con il giunto sferico dei braccetti una volta che lo sterzo arriva a fine corsa.

In funzione dell'accoppiamento dentato e dei vincoli di progettazione imposti si è quindi proceduto alla modellazione CAD. Il design finale ottenuto è frutto di un processo iterativo che ha dato quindi origine ad layout di facile manifattura e manutenzione, il tutto, infatti, è facilmente smontabile grazie agli alloggiamenti per chiavi inglesi ricavati sulla superficie esterna dei pezzi centrali e finali e quindi agevola la procedura di ispezione.



FIGURA 23, VISTA ESPLOSA DEL LAYOUT FINALE DELLA SCATOLA DELLO STERZO



FIGURA 24, VISTA IN SEZIONE DELLA SCATOLA DELLO STERZO

5.2 Design della Cover centrale

La parte centrale della scatola dello sterzo, come precedentemente accennato, è quella deputata all'alloggiamento del pignone e quindi dei relativi cuscinetti e sistemi di tenuta, inoltra sulla parte inferiore di essa sono stati previsti dei fori filettati necessari per l'accoppiamento con la parte che garantisce il precarico, in fase di funzionamento, della molla per il recupero dei giochi presenti nell'accoppiamento dentato, durante il funzionamento, infatti, la forza repulsiva presente tra pignone e cremagliera (forza radiale) tende a far inflettere l'albero dove è ricavata la cremagliera stessa, generando un allontanamento relativo tra i denti in fase di ingranamento. Sul corpo centrale quindi agiscono le forze generate dal dall' accoppiamento dentato, sono stati quindi previsti degli alloggiamenti per i cuscinetti, uno dei quali soggetto alla componente assiale dovuta all' angolo di inclinazione dell'elica dei denti. Dopo una valutazione mediante utilizzo del software CAD degli ingombri del pignone all'interno del suo alloggiamento e ricercando un design del corpo centrale che permettesse di ridurre le dimensioni, si è optato per non fornire alle corone esterne dei cuscinetti degli spallamenti realizzati sul corpo della cover centrale. Sono state quindi ricavate delle cave per il posizionamento di anelli seeger, uno dei quali utilizzato per la compensazione dei giochi assiali.



FIGURA 25, VISTA IN SEZIONE DEL CORPO CENTRALE DELLA CATOLA DELLO STERZO

Le dimensioni degli accoppiamenti filettati sono state scelte in funzione delle caratteristiche geometriche degli elementi e anche della possibilità di realizzazione delle filettature utilizzando gli utensili a disposizione, in modo tale da limitare i costi per la realizzazione del pezzo. Sono state quindi scelte filettature metriche sia per l'accoppiamento tra la parte centrale è l'elemento che garantisce il precarico della molla, sia per l'accoppiamento con i corpi intermedi della scatola dello sterzo, riguardo al primo caso si è optato per un accoppiamento mediante viti mordenti di dimensioni M8x1.5, questo perché l'utensile a disposizione non permette la realizzazione di filettature con diametro nominale minore. Visto il carico limitato generato dal precarico della molla e il numero di elementi filettati previsti uguale a 4, sarebbe stato possibile l'utilizzo di elementi con diametro nominale minore. Riguardo al secondo caso la scelta è ricaduta su una filettatura M36x3, frutto del diametro interno dell'elemento filettato tale da garantire il passaggio della cremagliera.



FIGURA 26, MODELLO CAD 3D DEL CORPO CENTRALE

Sulla parte centrale quindi sono ricavate due madreviti per permettere l'accoppiamento con i componenti intermedi della scatola dello sterzo. Queste sono state realizzate lasciando del gioco tra la parte terminale della parte filettata dei corpi intermedi e il fondo della madrevite per assicurare un corretto serraggio ed evitare che le parti entrino in contatto causando tensioni sul fondo della madrevite che porterebbero ad una zona con alte tensioni dovute alle discontinuità geometriche presenti.

5.2.1 Analisi della Cover Centrale

Per l'analisi dei carichi agenti sulla porzione centrale della scatola dello sterzo, e quindi per la successiva verifica dello stesso, il primo step di calcolo è stato effettuato sull'albero del pignone. Infatti quest'ultimo è tenuto in posizione dai cuscinetti che scaricano quindi, a loro volta, le reazioni sul corpo centrale. Il corpo del pignone è stato quindi ridotto ad una trave vincolata con un carrello ed una cerniera, sulla quale agiscono le forze presenti al contatto pignone cremagliera poste ad una distanza dai cuscinetti pari alla metà della profondità dei denti.

Piano X-Z



Piano Z-Y



FIGURA 27, SCHEMA DEI CARICHI AGENTI SUL PIGNONE NEL PIANO Z-Y

Scrivendo le equazioni di equilibrio delle forze e dei momenti si ottiene:

Raz + Fa = 0 Rax + Rbx + Fr = 0 Ray + Ft + Rby = 0 $Fr * \frac{b}{2} + Rbx * l + Fa * r_{pignone} = 0$ $Ft * \frac{b}{2} + Rby * l = 0$

Dove essendo, noto il momento torcente, le forze Fa, Ft e Fr possono essere calcolate come:

$$Ft = \frac{Mt}{r_{pignone}} = 2649.57 N$$
$$Fr = Ft * \frac{\cos(\theta n)}{\cos(\beta)} = 1040.10 N$$
$$Fa = Ft * tan(\beta) = 1070.49 N$$

Ne segue che le reazioni vincolari dei cuscinetti saranno:

| TABELLA 7, VALORI DELLE REAZIONI VINCOLARI DEI CUSCINETTI A E E | 3 |
|---|---|

| | Ra (N) | Rb (N) |
|---|----------|---------|
| Х | -506.053 | -534.04 |
| Y | -1701.24 | 0 |
| Ζ | -1070.49 | -948.32 |

Essendo le forze risultanti dal calcolo negative vanno quindi cambiate di verso. Sul corpo centrale della scatola dello sterzo agiranno quindi le forze con lo stesso verso di quelle trovate mediante il calcolo analitico, nello specifico le forze Rax, Raz, Rbx e Rbz agiranno sulle sedi dei cuscinetti come forze radiali, la Forza Ray agirà sulla faccia esterna della cava dove appoggia l'anello seeger per la tenuta del cuscinetto che riceverà il carico assiale. Allo stato tensionale del corpo centrale partecipano anche gli sforzi generati dai precarichi dei componenti filettati. Nel caso della filettatura appartenente all'accoppiamento della parte centrale con i tubi intermedi, il precarico previsto è stato calcolato per far raggiungere all'elemento filettato una tensione pari a 0.9 σ y, valore di tensione prevista per collegamenti non smontabili, si prevede infatti che la scatola dello sterzo non debba essere aperta nel corso della sua vita, eccetto in casi straordinari di malfunzionamento. Essendo, i due materiali previsti per l'accoppiamento filettato, differenti, il limite di snervamento considerato è stato quello più basso dei due, ovvero quello appartenente ai corpi intermedi. Il materiale scelto per i corpi intermedi è stato dettato dalla disponibilità da parte del fornitore del materiale grezzo nelle dimensioni lavorabili alla macchina utensile, queste dimensioni erano rispettate solo per l'alluminio AA6063 T6. Considerando anche l'incertezza del precarico dovuto al serraggio manuale con chiave inglese tradizionale il precarico calcolato è stato ridotto di un fattore 1.25, valore basato sull'esperienza aziendale per evitare di far entrare il materiale in campo plastico. Il calcolo della forza di precarico assiale è stato quindi eseguito nel modo seguente:

$\sigma y = 215 Mpa$

$\sigma_{precarico} = \sigma y * 0.9/1.25 = 153 Mpa$

Nota l'area resistente della sezione dove è ricavata la filettatura si può risalire alla forza di precarico assiale che deve essere esercitata.

$$Fprec = \sigma * A_{res} = 47561N$$

Noto il precarico assiale è possibile valutare il momento torcente di serraggio da applicare applicando la formula di Motosh:

$$Mt = Fi * (0.16 * p + 0.577 * d2 * \mu + 0.5 * ds * \mu) [11]$$

Nel calcolo non si è tenuto conto della variazione del coefficiente d'attrito al variare della velocità di serraggio, essendo il contatto alluminio-alluminio si è considerato un coefficiente

d'attrito pari a 0.6, uguale sia tra i filetti che nel contatto tra le due parti non filettate. La coppia di serraggio e il precarico delle viti M8x1.5 sono stati calcolati nel medesimo modo.

FprecM8 = 11472 N

5.2.2 Analisi FEM della Cover Centrale

Noti i carichi agenti sulla cover centrale si è passati alla verifica mediante metodo ad elementi finiti. Le condizioni di carico simulate sono state 2, una nella quale sono state considerate solo le forze derivanti dai precarichi dei collegamenti filettati, un'altra dove, oltre alle forze generate dal serraggio degli elementi, è stato aggiunto un secondo step per simulare le effettive condizioni di funzionamento, quindi considerando le forze che il pignone scarica attraverso i cuscinetti sul pezzo centrale. Si è quindi considerato che la forza di precarico si trasmettesse per intero come una forza di trazione sul filetto interno della parte centrale e come una forza di compressione agente sulla faccia dove il corpo centrale e il corpo intermedio vanno in battuta. Nel primo caso quindi, oltre alle forze generate dal precarico di giunti d'accoppiamento con i pezzi intermedi, sono stati aggiunti anche i bulloni di collegamento con il pezzo inferiore, dove alloggia la molla per il recupero dei giochi, per simulare anche in questo caso l'effetto del precarico, al sistema è stato poi aggiunto un vincolo fisso all'interno dello spazio di alloggiamento del pignone.



FIGURA 28, LAYOUT DEI CARICHI E DEI VINCOLI PRESENTI A SEGUITO DEL SERRAGGIO

Dalla simulazione si può notare come la tensione massima ricada negli spigoli sotto la testa dei bulloni M8, questo è dovuto ad una zona di concentrazione delle tensioni, risulta evidente che il pezzo rimane in condizioni di sicurezza durante l'applicazione del precarico.



FIGURA 29, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES PRESENTI A SEGUITO DEL SERRAGGIO

Evidenziando solamente le porzioni di materiale sollecitate con una tensione al di sopra dei 30 Mpa è stato possibile osservare l'influenza reciproca tra le viti M8, i campi di tensioni si intersecano tra di loro in alcuni punti sotto la superficie del pezzo centrale, si nota però anche come le tensioni non si influenzino nella zona al di sotto della testa del bullone, questo indica un buon spaziamento degli elementi filettati. Il grafico mostra anche i coni di Rocher, da cui è possibile risalire alla rigidezza dei singoli elementi, valutando graficamente l'angolo di apertura dei coni.



FIGURA 30, PARTICOLARE DEI CONI DI ROCHER PRESENTI A SERRAGGIO AVVENUTO

Per la seconda analisi statica effettuata sono stati aggiunti i carichi di funzionamento e al sistema sono stati applicati dei vincoli di fissaggio su entrambi i lati.



FIGURA 31, LAYOUT DEI CARICHI AGENTI DURANTE IL FUNZIONAMENTO

Dal grafico delle tensioni si nota che il corpo centrale rimane maggiormente sollecitato dai carichi di precarico, il grafico sottostante evidenzia in rosso le tensioni superiori ai 30 Mpa. Il pezzo centrale può quindi essere considerato in sicurezza.



FIGURA 32, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES PRESENTI DURANTE IL FUNZIONAMENTO



FIGURA 33, GRAFICO DEGLI SPOSTAMENTI IN CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO

Il materiale scelto per la cover centrale è stato l'alluminio AW6082 T6, infatti oltre alla buona resistenza meccanica questo contribuisce alla leggerezza dell'intero sistema ed inoltre si presta particolarmente bene alle lavorazioni per asportazione di truciolo.

TABELLA 8, PROPRIETÀ MECCANICHE AW6082 T6

| Tensione | di | Tensione di | | Allungamento a |
|-------------|----|-------------|--|----------------|
| snervamento | | rottura | | rottura |
| 250 Mpa | | 290 Mpa | | 10% |

5.3 Design delle cover intermedie

Le cover intermedia sono state progettate in modo tale da poter essere assemblate alle parti terminali e al componente centrale per mezzo di filettature M36x3, sulla superfice esterna del pezzo sono state ricavate delle cave per l'alloggiamento della chiave inglese, con larghezza in chiave pari a 46 mm, in fase di montaggio, la dimensione è stata scelta in funzione delle misure standard disponibili sul mercato. Sulla superficie esterna inoltre le cave per l'alloggiamento degli elementi mediante il quale lo sterzo viene collegato al telaio dell'autovettura. Il diametro interno è stato scelto in modo tale da poter garantire un corretto scorrimento della cremagliera e al contempo permettere li inserimento della quantità idonea di grasso lubrificante per un funzionamento con bassi livelli di usura e con coefficienti d'attrito contenuti.



FIGURA 34, MODELLO CAD 3D DEI CORPI INTERMEDI

5.3.1 Analisi FEM delle Cover intermedie

I pezzi intermedi che congiungono il corpo centrale alle parti terminali dello sterzo sono soggetti agli stessi precarichi in entrambi i giunti filettati, ovvero quelli che si collegano con la cover centrale e quelli che si collegano alle cover finali. I carichi utilizzati per la simulazione sono quindi identici a quelli utilizzati nella simulazione del pezzo centrale, in questo caso la forza di trazione agisce però sulla superficie cilindrica esterna, ovvero quella dove è ricavata la filettatura. Il materiale scelto, citato in precedenza, è l'alluminio AW 6063 T6.

TABELLA 9, PROPRIETÀ MECCANICHE AW6063 T6

| Tensione | di | Tensione di rottura | Allungamento a |
|-------------|----|---------------------|----------------|
| snervamento | | | rottura |
| 215 Mpa | | 241 Mpa | 12 % |

In questo caso il corpo è stato vincolato fissando un estremo



FIGURA 35, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES AGENTI DOPO IL SERRAGGIO

Come si può notare dal grafico delle tensioni di Von Mises, il corpo rimane ampiamente sotto la tensione di snervamento del materiale, può quindi essere considerato in sicurezza durante le operazioni di serraggio della scatola dello sterzo.

5.4 Design delle Cover terminali

Il design delle parti terminali della scatola dello sterzo ha seguito gli stessi criteri utilizzati per le parti intermedie, infatti anche qui si è tenuta in considerazione la presenza dei giunti filettati M36x3, necessari per il collegamento con la scatola dello sterzo. Essendo la parte terminale l'elemento preposto alla guida del movimento della cremagliera sono state previste le sedi per le bronzine, queste sono infatti calettate per interferenza all'interno delle cover stesse per evitare che esse possano disassemblarsi in fase di funzionamento a causa dell'attrito presente al contatto bronzina-cremagliera. Anche in questo caso sono stati previsti degli alloggiamenti per la chiave inglese necessaria al serraggio e sono state utilizzate le stesse dimensioni dell'utensile previsto per l'assemblaggio delle cover intermedie, questo al fine di ridurre il numero di utensili da acquistare in vista del montaggio del sistema. All'estremità del corpo infine è stato realizzato un gradino per poter permettere l'inserimento di una cuffia di tenuta, con l'obiettivo di evitare la fuoriuscita di grasso e l'ingresso di polvere e detriti all'interno della zona dove è presente il giunto sferico del braccetto di sterzo.



FIGURA 36, MODELLO CAD 3D DEI CORPI TERMINALI

5.4.1 Analisi FEM delle Cover terminali

La simulazione mediante elementi finiti utilizzata per valutare gli stress agenti sugli elementi terminali della scatola dello sterzo durante la proceduta di precarico dei giunti filettati è stata impostata seguendo le stesse procedure utilizzate in precedenza. Il valore di precarico utilizzato è il medesimo delle cover intermedie e anche in questo caso il corpo è stato fissato ad un estremo. Il materiale utilizzato è l'alluminio AW 6082 T6, la scelta è stata effettuata tenendo in considerazione la disponibilità da parte del fornitore e anche il vantaggio economico tratto dall'utilizzo dello stesso materiale per diversi componenti, come ad esempio la cover centrale



FIGURA 37, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES AGENTI A SEGUITO DEL SERRAGGIO

5.5 Analisi della scatola dello sterzo

Dopo aver analizzato singolarmente gli elementi della scatola dello sterzo e aver verificato i diversi corpi nelle condizioni più gravose, è stata effettuata un'analisi statica dell'intero sistema

in fase di funzionamento, al fine di valutare gli spostamenti e le tensioni agenti sulle cover intermedie e terminali quando sottoposte ai carichi di lavoro. Per fare ciò si è considerato, in primis, il corpo della cremagliera vincolato con due carrelli. Essendo lo scopo dell'analisi la ricerca delle forze di reazione esercitate dalle bronzine è stato necessario portare in sistema in esame ad una configurazione isostatica, questo è stato fatto trascurando la forza tangenziale agente sui denti che tende a far traslare la cremagliera. Agiscono quindi sul corpo le forze assiali e radiali generate dall'accoppiamento dentato.

Piano X-Z



Per l'equilibrio alla traslazione e alla rotazione si ottengono le seguenti equazioni:

- Rcz Fr + Rdz = 0Rdx * L Fr * L/2 = 0
- Rcx Fa + Rdx = 0
- Rdx * L Fa * L/2 = 0

Dove L è la distanza tra i punti medi delle bronzine. Essendo già note le forze **Fr** e **Fa** è possibile ricavare le reazioni vincolari, si ottiene quindi:

Rdz = 520.05 NRcz = 520.05 NRdx = 535.24 NRcx = 535.24 N Sono pertanto note le forze che la cremagliera esercita sulle bronzine e quindi anche le forze agenti sulle parti terminali della scatola dello sterzo.

5.5.1 Analisi FEM della scatola dello sterzo

Note le forze che sia il pignone che la cremagliera esercitano sulla scatola dello sterzo è possibile impostare il calcolo numerico per valutazione delle tensioni agenti sull'intero sistema. In questo caso l'intero sistema è sato vincolato al telaio mediante l'utilizzo di vincoli fissi posti sulle scanalature ricavate sulle superfici esterne delle cover intermedie, inoltre, al fine di rendere il calcolo computazionale più celere, sono stati impostati come "Bonded" i contatti locali tra i corpi nelle sezioni coincidenti con le filettature. Nonostante questa ipotesi non sia a vantaggio di sicurezza, discostandosi dalle reali condizioni di carico, si è preferito decrementare i tempi di calcolo viste le numerose versioni da simulare.



FIGURA 38, LAYOUT DEI CARICHI E DEI VINCOLI PRESENTI SULLA SCATOLA DELLO STERZO IN FASE DI FUNZIONAMENTO

I carichi inseriti sono quelli agenti sulle bronzine e sui cuscinetti a sostegno del pignone, anche in questa simulazione si è considerato che lo sforzo assiale agente su cuscinetti si scaricasse sulla cava ricavata per l'alloggiamento dell'anello seeger.



FIGURA 39, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES AGENTI SULLA SCATOLA DELLO STERZO IN CONDIZIONI DI PROGETTO

Dal grafico delle tensioni si può notare come tutto il sistema stia al di sotto delle tensioni di snervamento dei materiali scelti per le singole applicazioni. Si può inoltre notare una concentrazione di tensioni nella parte centrale dovuta alla sollecitazione e momento flettente subita dal corpo, al fine di limitare le tensioni è stato opportuno inserire un raggio di raccordo sullo spigolo soggetto all'incremento di tensione.



FIGURA 40, PARTICOLARE DELLE CONCENTRAZIONI DI TENSIONI

Analizzando una vista in sezione della scatola dello sterzo, nelle zone terminali delle madreviti emergono delle concentrazioni di tensione, anche queste dovute alla presenza di spigoli vivi.



FIGURA 41, GRAFICO DEGLI SPOSTAMENTI IN CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO DELLA SCATOLA DELLO STERZO

Gli spostamenti degli elementi del sistema risultano ben contenuti, e conformi alle condizioni di carico imposte nella simulazione, tuttavia a causa dell'utilizzo di contatti "Bonded" i risultati potrebbero essere ben distanti dai risultati reali, a rigore sarebbe necessario utilizzare dei contatti che tengano conto dell'entità degli strisciamenti relativi tra i filetti dei componenti, andando così ad incrementare notevolmente il tempo di calcolo.

5.6 Design Slider

Essendo la cremagliera sottoposta alla forza esercitata dalla molla prevista per la compensazione dei giochi radiali, è necessario il design di un elemento che trasferisca questa forza alla cremagliera interferendo il meno possibile con il moto di traslazione. Lo Slider è stato progettato per alloggiare la molla e per permettere alla cremagliera di scorrere con il minor attrito possibile, per questo motivo si è deciso in fase di progetto di adoperare in materiale plastico per questa applicazione, tale da reagire bene all'usura e da presentare un basso coefficiente d'attrito a contatto con l'acciaio, è stato quindi scelto il TECKSAINT 4021 (by Ensinger), ovvero un polimero poli-immidico (PI) con aggiunta di grafite per l'incremento delle proprietà tribologiche.

| Tensione di rottura | Allungamento a | Tensione limite di | |
|---------------------|----------------|--------------------|--|
| | rottura | compressione | |
| 93 Mpa | 3 % | 208 Mpa | |

| TADELLA | 10 | DRODDICTÀ | | TECKCAINT | 1021 |
|---------|-----|-----------|------------|-----------|------|
| IABELLA | тυ, | PROPRIETA | MECCANICHE | TECKSAINT | 4021 |



FIGURA 42, VISTA IN SEZIONE DELLO SLIDER



FIGURA 43, MODELLO CAD 3D DELLO SLIDER

Noto il carico esercitato dalla molla è stato possibile effettuare una analisi FEM dell'elemento. Il corpo è stato vincolato radialmente sulla sua superficie laterale e vincolato alla traslazione sulla superficie che appoggia sulla parte inferiore della cremagliera. La forza dovuta al precarico della molla è stata quindi applicata sulla faccia circolare dove la molla stessa agisce.

Fprecarico = 180 N



FIGURA 44, GRAFICO DELLE TENSIONI DI VON MISES AGENTI SULLO SLIDER A SEGUITO DEL PRECARICO DELLA MOLLA DI CONTRASTO

Si può notare come il picco delle tensioni si presenti al centro del corpo, esattamente nel punto dove appoggia la molla. Nota la tensione di rottura del materiale, ovvero 93 Mpa, si evince che il componente è in condizioni di sicurezza.

5.7 Design del tappo del corpo centrale

Al fine di garantire la tenuta di grasso e il precarico di funzionamento della molla è stata progettata la copertura della parte centrale. Si è tenuto conto nella fase di modellazione della presenza dei fori di passaggio per il collegamento filettato con il corpo centrale è delle dimensioni dell'alloggiamento della molla consigliate dal fornitore per evitare fenomeni di instabilità dell'elemento elastico.



FIGURA 45, MODELLO CAD 3D DEL TAPPO DEL CORPO CENTRALE

La distanza tra le porzioni destinate all'alloggiamento della molla nella copertura del corpo centrale e nello slider è stata comandata dalla rigidezza scelta per l'applicazione. Il materiale scelto in questo caso è l'alluminio AW5083 T6. Il posizionamento dei fori passanti è stato effettuato iterativamente mediante un'analisi agli elementi finiti, cercando di raggiungere delle distribuzioni di tensioni generate dal precarico delle viti che non interagissero tra di loro e facendo in modo che il campo di spostamenti al di sotto delle teste degli elementi filettati non influisse mutualmente.



FIGURA 46, PARTICOLARE DEI CAMPI DI SPOSTAMENTI GENERATI DAL SERRAGGIO DELLE VITI



FIGURA 47, VISTA IN SEZIONE DEL CAMPO DI TENSIONE GENERATO DAL SERRAGGIO DI UNA VITE

5.7 Design dei vincoli di collegamento al telaio

I vincoli di collegamento al telaio sono stati ideati al fine di evitare le traslazioni della scatola dello sterzo ostacolandole grazie alla presenza di superfici geometriche coniugate, la rotazione attorno all'asse della scatola stessa è stata invece limitata sfruttando l'attrito al contatto tra i vincoli e i corpi intermedi sui quali sono state ricavate le scanalature. Gli attacchi al telaio sono quindi costituiti da due elementi il cui montaggio avviene mediante l'utilizzo di bulloni M8, il precarico fornito agli elementi filettati fa in modo che i due elementi costituenti il vincolo si avvicinino tra di loro comprimendo quindi la sezione appartenente alla scatola dello sterzo e generando quindi una forza d'attrito che si oppone alla rotazione della scatola dello sterzo. L'effetto della flessione agente sugli elementi filettati, dovuto alla deformazione del vincolo inferiore, non è stato considerato nel calcolo di resistenza degli elementi filettati. Nel design dei componenti si è fatto in modo che a seguito del montaggio dei vincoli rimanesse una distanza tra di essi pari a 1 mm, questo per evitare che a causa del precarico fornito gli elementi entrassero in contatto diretto tra di loro.



FIGURA 48, MODELLO CAD 3D DEL CORPO SUPERIORE DEL VINCOLO DI COLLEGAMENTO



FIGURA 49, MODELLO CAD 3D DEL CORPO INFERIORE DEL VINCOLO DI COLLEGAMENTO

Il momento torcente che tenderebbe a far ruotare la scatola dello sterzo è dato da:

$$Mtvin = Rbx * \frac{b}{2} - Rax * \frac{b}{2} = 0.5 Nm$$

Dividendo per il raggio della sezione di scatola dello sterzo si ottiene la forza tangenziale che tende a far ruotare i corpi intermedi

Ftan = Mtvin/rscat = 11 N

Essendo

$$Fn = \frac{Ftan}{\mu} = 18.33 \text{ N}$$

Basterebbe applicare un precarico tale da generare uno sforzo assiale maggiore di Fn/z (z =numero di elementi di collegamento) per bloccare la rotazione della scatola dello sterzo.

Considerando il limite tecnologico per il quale è obbligatorio utilizzare viti con diametro nominale maggiore di 8 mm, la condizione risulta automaticamente soddisfatta.



FIGURA 50, SPOSTAMENTO DEL CORPO INFERIORE DOVUTO AL SERRAGGIO DEGLI ELEMENTI DI COLLEGAMENTO

È stato quindi scelto un precarico pari a quello utilizzato per gli elementi di collegamento del corpo centrale. Il sistema è stato poi simulato mediante elementi finiti considerando un contatto "frictional" tra i vincoli e le parti intermedie della scatola dello sterzo, la parte superiore dei vincoli è stata poi fissata per emulare l'attacco con il telaio dell'automobile.



FIGURA 51, LAYOUT DEI CARICHI E DEI VINCOLI AGENTI SULLA SCATOLA DELLO STERZO IN PRESENZA DEGLI ELEMENTI PREPOSTI AL COLLEGAMENTO CON IL TELAIO

Oltre ai precarichi degli elementi filettati sono stati aggiunti inoltre i carichi in condizioni di funzionamento agenti sulla scatola dello sterzo, per ottenere un risultato più realistico possibile riguardo le tensioni e gli spostamenti agenti.



FIGURA 52, TENSIONI DI VON MISES AGENTI SULLA SCATOLA DELLO STERZO IN PRESENZA DEI VINCOLI DI COLLEGAMENTO AL TELAIO

Le tensioni massime agiscono al contatto tra la scatola e i vincoli, a causa degli spigoli vivi degli attacchi stessi, tutta via una volta che il materiale entra in campo plastico si assiste ad una ridistribuzione dello stato tensionale, tale da far abbassare le tensioni al di sotto del limite di snervamento.



FIGURA 53, DETTAGLIO DELLE CONCENTRAZIONI DI TENSIONE PRESENTI AL CONTATTO TRA I VINCOLI E LA SCATOLA DELLO STERZO

5.8 Design delle Bronzine

Per permettere la traslazione della cremagliera all'interno della scatola dello sterzo è stato deciso di realizzare le bronzine all'interno dell'azienda. Per la lavorazione si è scelto di partire da un elemento cilindrico pieno delle dimensioni volute, successivamente il grezzo viene

inserito all'interno degli alloggiamenti delle bronzine mediante l'utilizzo di una pressa. Il diametro interno della bronzina viene poi lavorato con la macchina utensile per raggiungere la precisione desiderata, tale da garantire un corretto scorrimento della cremagliera e anche una buona tenuta del grasso lubrificante all'interno della scatola dello sterzo. Utilizzando un accoppiamento bronzo- acciaio è possibile raggiungere valori del coefficiente d'attrito pari a 0.2, limitando così lo sforzo effettuato dal guidatore per vincere le resistenze generate dai contatti striscianti. Il coefficiente d'attrito può essere ridotto ulteriormente applicando un trattamento DLC (Diamond like carbon) sull'albero dove è ricavata la cremagliera, così facendo si possono raggiungere coefficienti al di sotto di 0.1, incrementando però notevolmente i costi di produzione considerando che per l'applicazione del rivestimento è necessaria una super finitura della superficie.



FIGURA 54, MODELLO CAD 3D DELLE BRONZINE

Capitolo 6

6.1 Anelli di tenuta

La scelta degli anelli seeger è stata fatta tenendo in considerazione i carichi assiali agenti sui cuscinetti a sostegno del pignone. La direzione dei carichi dipende dalla manovra che il conducente dell'autovettura effettua durante la guida, per questo motivo sono stati scelti due anelli di tenuta a per sostenere i cuscinetti, uno dei quali capace di compensare i giochi assiali presenti.

• Se il conducente effettua una sterzata a sinistra, il carico assiale generato dal contatto dentato è rivolto verso l'accoppiamento con il giunto cardanico.

• Se il conducente effettua una sterzata a sinistra, il carico assiale generato dal contatto dentato è rivolto nella direzione opposta.



FIGURA 55, CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELL'ANELLO DI TENUTA TIPO JL

Il seeger utilizzato per compensare il gioco assiale è il tipo JL35 ed è posto nella cava ricavata all'interno del corpo centrale della scatola dello sterzo situata vicino all'accoppiamento del pignone con il giunto cardanico. Per questa applicazione, tra i materiali disponibili sul mercato è stato scelto l'acciaio armonico. Essendo il carico massimo agente sull'anello e pari ad 1070 N, ovvero pari allo sforzo assiale derivante dall'accoppiamento pignone cremagliera, ed essendo 26.9 kN la capacità massima di carico fornita dal produttore, si può quindi considerare in sicurezza l'elemento di tenuta.

| ANELLO D'ARREST | 0 | GOLA DATI COMPLEMENTARI | | ARI | |
|---------------------|-------------|-------------------------|------|-------------|--------|
| d ₁ | 32,00 | d ₂ | 33,7 | n | 2,5 |
| s | 1,20 | toll d ₂ | 0,25 | FN (kN) | 14,6 |
| d ₃ | 34,4 | m | 1,30 | FR (kN) | 13,80 |
| toll d ₃ | +0.50 -0.25 | | | g | 1,0 |
| a max | 5,1 | | | FRg (kN) | 4,60 |
| b ~ | 3,3 | | | FL max (kN) | 0,39 |
| d ₅ min | 2,5 | | | L min | 0,35 |
| | | | | u | 0,10 |
| | | | | C (kN/mm) | 1,5500 |
| | | | | pinza | ZGJ 2 |

FIGURA 56, VALORI GEOMETRICI E CARATTERISTICHE MECCANICHE DELL'ANELLO DI TENUTA TIPO JL



FIGURA 57, VISTA IN SEZIONE DEL POSIZIONAMENTO DELL'ANELLO DI TENUTA TIPO JL

Come elemento di tenuta nel lato del secondo cuscinetto è stato scelto invece un anello tipo J35 DIN 472 UNI 3654-7437, anche questo realizzato in acciaio armonico.



FIGURA 58, VISTA IN SEZIONE DEL POSIZIONAMENTO DELL'ANELLO DI TENUTA TIPO J

L'elemento, soggetto allo stesso carico assiale del JL35 nel caso di sterzata a destra, dai dati del costruttore risulta anch'esso in condizioni di sicurezza quando sottoposto ai carichi di funzionamento.



FIGURA 59, CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELL'ANELLO DI TENUTA TIPO J

| ANELLO D'ARREST | RRESTO GOLA | | GOLA | | TARI |
|---------------------|-------------|---------------------|------|----------------------|-------|
| d ₁ | 35,00 | d ₂ | 37,0 | n | 3,0 |
| s | 1,50 | toll d ₂ | 0,25 | FN (kN) | 18,80 |
| toll s | -0,06 | m | 1,60 | FR (kN) | 26,9 |
| d ₃ | 37,8 | t | 1,00 | g | 1,5 |
| toll d ₃ | +0.50 -0.25 | | | FRg (kN) | 6,4 |
| a max | 5,4 | | | AN (mm2) | 113,0 |
| b ~ | 3,4 | | | K _(kN.mm) | 50,5 |
| d ₅ min | 2,5 | | | pinza | ZGJ 2 |
| peso kg/1000 | 3,540 | | | | |

FIGURA 60, VALORI GEOMETRICI E CARATTERISTICHE MECCANICHE DELL'ANELLO DI TENUTA TIPO J

6.2 Rondelle d'appoggio

In entrambe le applicazioni degli anelli seeger si è preferito evitare il contatto diretto con le corone esterne dei cuscinetti, per questo motivo sono stati introdotte delle rondelle d'appoggio come elemento interposto tra i cuscinetti e gli anelli di tenuta, evitando che vi fosse contatto con le tenute dei supporti. Sono state quindi scelte delle rondelle anulari SS 26x37-DIN 988.



FIGURA 61, CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DELLE RONDELLE

Nel caso dell'anello di tenuta J 35 è stato utilizzato anche un elemento per ridurre la possibilità di fuoriuscita di grasso, questo elemento cilindrico è stato posto tra l'anello seeger e la rondella d'appoggio.



FIGURA 62, MODELLO CAD 3D DEL TAPPO DI TENUTA

6.3 Molla di Contrasto

Al fine di garantire il corretto precarico per la compensazione dei giochi radiali senza incrementare eccessivamente la coppia che il guidatore deve esercitare per effettuare le manovre, la scelta della rigidezza è stata effettuata misurando sperimentalmente i parametri di della molla utilizzata nel precedente sistema di sterzo, essendo quest'ultimo un componente comprato da un distributore. La lunghezza libera della molla è stata quindi misurata utilizzando un calibro centesimale, e successivamente sottoposta ad un carico assiale utilizzando una pressa. Al di sotto della molla è stata inserita una bilancia per la lettura del carico applicato pari a:

$Fapp = M_{Bilancia} * 9.81$

Lo spostamento corrispondente al carico applicato è stato poi misurato utilizzando il calibro. Dai dati sperimentali quindi si ottiene:

Lunghezza a riposo = 20.5 mmCarico applicato = 17 Kg = 166.7 NSpostamento = 4.35 mm

 $Rigidezza = \frac{F}{spostamento} = 38.33 \ N/mm$

Nota la rigidezza è stato possibile effettuare la scelta della molla commerciale che si avvicinasse il più possibile ai parametri trovati sperimentalmente. Il componente scelto presenta i seguenti dati costruttivi:

Lunghezza libera = 18mm

Rigidezza = 38.8 N/mm

Al fine di garantire un precarico di 180 N in fase di funzionamento è quindi necessario fornire in fase di assemblaggio una compressione della molla di 4.8 mm. Questo è stato fatto modellando la cover di chiusura per il corpo centrale in modo tale che ad assemblaggio completato, la distanza con l'alloggiamento della molla predisposto sullo slider fosse uguale ad una distanza pari a:

 $Lfin = Lunghezza\ libera - 4.8 = 13.2\ mm$



FIGURA 63, MODELLO CAD 3D DELLA MOLLA DI CONTRASTO

6.4 Braccetti di sterzo

Al fine di mantenere invariata la geometria del sistema di sterzo e quindi di preservare le grandezze caratteristiche è stato obbligatorio scegliere dei braccetti di sterzo con una lunghezza totale pari a 256.5 mm. Essendo difficile se non impossibile trovare dei componenti presenti sul mercato con le medesime dimensioni si è scelto di acquistare dei componenti che presentassero una lunghezza appena superiore a quella di progetto, in maniera tale da rendere necessario solamente un taglio per accorciare l'elemento alla dimensione voluta. La scelta delle filettature di collegamento con l'uniball e con la cremagliera quindi è dipesa dalla disponibilità sul mercato. Il componente scelto presenta quindi delle filettature M16x1.5 in entrambi gli accoppiamenti.



FIGURA 64, MODELLO CAD 3D DEI BRACCETTI DI STERZO

Sono quindi stati costruiti dei modelli 3d riguardanti i braccetti di sterzo e i giunti uniball per verificare gli ingombri a montaggio avvenuto, al fine di rispettare i vincoli di progetto imposti.



FIGURA 65, MODELLO CAD 3D DEI GIUNTI UNIBALL

6.5 Cuscinetti

Noti i carichi radiali e assiali agenti sui cuscinetti a sostegno del pignone è stato possibile effettuare la scelta dei cuscinetti. Considerando la spinta assiale sui cuscinetti è stata verificata la possibilità di montare dei cuscinetti a singola corona di sfere a gola profonda che rispettassero gli ingombri geometrici disponibili per l'alloggiamento. Sono stati quindi scelti dei cuscinetti SKF 6202-2Z, comprensivi quindi di una tenuta dell'olio lubrificante che eviti inoltre l'ingresso di polvere e detriti all'interno dell'elemento stesso. I massimi carichi agenti sul cuscinetto sono:

Fr = 1774 N

$$Fa = 1070 N$$

Ne segue che il rapporto

$$Fa/Fr = 0.60$$

Per la verifica si è quindi ricorsi alla procedura proposta dal produttore SKF, il quale indica per I cuscinetti a singola corona di sfere a gola profonda le seguenti equazioni:

$$P = Fr \, per \, Fa/Fr \, \leq \, e$$

$$P = XFr + YFa per Fa/Fr > e$$

Dove **P** indica il carico statico equivalente, **e** il valore del rapporto tra forza assiale e forza radiale fornito dal costruttore per lo specifico cuscinetto. Essendo Il rapporto **Fa/Fr< e**, il carico statico equivalente è pari allo sforzo radiale. Risulta quindi un coefficiente di sicurezza pari a 2.11.



FIGURA 66, SKF 6202-2Z

Le tolleranze scelte per l'alloggiamento della corona esterna all'interno della cover centrale della scatola dello sterzo sono state valutate in funzione dei valori forniti dal catalogo del fornitore. Volendo raggiungere un gioco ridotto sia nell'accoppiamento con il corpo centrale che nell'accoppiamento con l'albero del pignone sono stati scelti rispettivamente le tolleranze H6 e h6. Sono state inoltre scelte le tolleranze geometriche, sempre con riferimento al catalogo SKF, compatibili con l'accuratezza ottenibile attraverso la lavorazione alla macchina utensile. I valori IT scelti sono:

- IT5/2 per la tolleranza di coassialità dei cuscinetti
- IT5 per il parallelismo tra le facce dove i cuscinetti appoggiano

. Essendo il pignone del sistema di sterzo un elemento non soggetto ad elevate velocità di rotazione, non è stato reputato necessaria la verifica riguardante la velocità limite.



FIGURA 67, VALORI DI TOLLERANZE GEOMETRICHE PROPOSTE DA SKF

Capitolo 7

7.1 Cinematica dei giunti cardanici

Un giunto cardanico è un giunto o un accoppiamento di bielle rigide i cui assi sono inclinati l'un l'altro ed è comunemente usato negli alberi che trasmettono il movimento rotatorio. È composto da una coppia di cerniere ravvicinate, orientate a 90° tra loro, collegate da un albero
a croce. Il giunto cardanico non è un giunto omocinetico, infatti se tra l'elemento conduttore e quello condotto vi è un angolo relativo, nonostante l'asse dell'albero di trasmissione in ingresso possa ruotare a velocità costante, l'asse dell'albero di trasmissione in uscita ruoterà con una velocità variabile che è funzione dell'angolo relativo, provocando vibrazioni e usura. Per ottenere una velocità di uscita costante è possibile utilizzare un doppio giunto cardanico, ma è necessario che i giunti collegati con l'albero motore e l'albero condotto si mantengano paralleli sul piano in cui entrambi sono contenuti, se ciò non accade anche in questo caso si assiste ad un'oscillazione della velocità in uscita [17].



FIGURA 68, DOPPIO GIUNTO CARDANICO

7.2 Simulazione cinematica del sistema di sterzo

L'analisi cinematica del sistema di sterzo è stata impostata considerando un modello con 6 corpi

e 1 grado di liberà

Corpi:

- Pignone
- Cremagliera
- 2 Elementi rappresentanti la porzione di mozzo ruota presente tra il centro della ruota stessa e l'attacco dei braccetti di sterzo
- 2 Braccetti di sterzo
- Albero primario conduttore del sistema di sterzo
- Albero secondario



FIGURA 69, MODELLO UTILIZZATO PER L'ANALISI CINEMATICA

Il grado di libertà imposto è la velocità di rotazione del volante, imposta dal guidatore durante le manovre. L'albero primario è connesso al volante ad un estremo mentre l'altro estremo si congiunge al giunto cardanico al fine di trasmettere il moto all'albero secondario, quest'ultimo e infine connesso al pignone sempre mediante l'utilizzo di un giunto universale. Dalla configurazione di montaggio si può già notare come l'albero conduttore e il pignone siano disposti nello spazio con assi non paralleli, ci si aspetta quindi come risultato della simulazione una velocità di rotazione del pignone non costante e conseguentemente una velocità di traslazione della cremagliera variabile nel tempo. La velocità di rotazione imposta è pari a 12 giri/minuto, questo permette una rotazione di 360° dell'albero primario in 5 secondi di simulazione



FIGURA 70, GRAFICO DELLA VELOCITÀ ANGOLARE DEL VOLANTE

Dal grafico della velocità angolare del pignone in funzione del tempo è possibile notare come essa vari nel tempo oscillando tra un valore massimo pari a 108°/s e un valore minimo di 48°/s.



FIGURA 71, GRAFICO DELLA VELOCITÀ ANGOLARE DEL PIGNONE

Ne deriva una velocità di traslazione della cremagliera variabile nel tempo e, come si può notare dal grafico dello spostamento, una leggera oscillazione di quest'ultimo al variare di t. si può notare come la funzione della velocità angolare presenti un valore minimo per t=0.68 s, questo indica che la sterzata sarà meno reattiva per angoli di rotazione vicini alla posizione di montaggio, ovvero con le ruote dritte, incrementando l'angolo di sterzo la reattività della sterzata incrementa, traducendosi in un inserimento in curva più diretto per raggi di curvatura del tracciato più stretti.



FIGURA 72, GRAFICO DELLA VELOCITÀ DI TRASLAZIONE DELLA CREMAGLIERA



FIGURA 73, GRAFICO DELLO SPOSTAMENTO DELLA CREMAGLIERA

7.3 Calibrazione degli angoli di montaggio

Osservando i grafici precedenti si nota come la funzione della velocità del pignone inizi al valore t=0 in una posizione diversa da quella di minimo. Al fine di rendere la manovra di sterzata meno reattiva per piccoli angoli di sterzo e più diretta per angoli maggiori è stato opportuno calibrare l'angolo di montaggio del giunto cardanico rispetto alla condizione iniziale. Si evince dai grafici che il pignone descrive una rotazione di 8.16 ° prima di raggiungere il minimo della funzione di velocità, correggendo l'angolo di montaggio del giunto universale di 32.64° è stato possibile far coincidere la posizione di minimo con la condizione in cui l'angolo



FIGURA 74, GRAFICO DELLA VELOCITÀ ANGOLARE DEL PIGNONE A SEGUITO DELLA CALIBRAZIONE

In questo modo è stato possibile gli obbiettivi prima elencati, che permettono di avere uno sterzo più permissivo per piccoli angoli di sterzo e più deciso per angoli di sterzo maggiori



FIGURA 75, GRAFICO DELLA VELOCITÀ DELLA CREMAGLIERA A SEGUITO DELLA CALIBRAZIONE



FIGURA 76, GRAFICO DELLO SPOSTAMENTO DELLA CREMAGLIERA A SEGUITO DELLA CALIBRAZIONE

Capitolo 8

8.1 Lavorazione dei componenti dentati

Il design dei componenti dentati è stato effettuato per rendere la loro produzione possibile mediante l'uso di una fresa a controllo numerico, la realizzazione della cremagliera può essere effettuata su una macchina a 3 assi, mentre per quanto riguarda il pignone la lavorazione deve essere necessariamente effettuata su una macchina con almeno 4 assi. Infatti al pignone deve essere attribuito un moto di rotazione durante la lavorazione, questo per via della distribuzione dei denti lungo una corona circolare, si è quindi optato per affidare la lavorazione di questo componente ad una azienda esterna. Per la lavorazione dei denti della cremagliera invece è stato necessario commissionare la produzione di un utensile speciale visto il proporzionamento corretto dei denti.



FIGURA 77, PUNTA UTILIZZATA PER LA REALIZZAZIONE DEL PROFILO DEI DENTI

Il profilo fornito dall'azienda commissionata è stato poi inserito nel software Solidworks CAM per effettuare la simulazione del processo di lavorazione. La simulazione è stata impostata per una fresatura con moto di accostamento dell'utensile perpendicolare al piano dove la cremagliera è contenuta. A causa dell'impossibilità nell'effettuare una tornitura su un componente così lungo, è stato scelto come grezzo di partenza una barra in acciaio rettificato delle dimensioni esterne volute che rispettasse le tolleranze di progetto. La barra è stata quindi prima sfacciata sulla zona in cui la dentatura doveva esse lavorata,



FIGURA 78, OPERAZIONE DI SFACCIATURA DELLA CREMAGLIERA

successivamente è stato effettuato il taglio dei profili dentati utilizzando la funzione "2D-Contour" disponibile sul software, al fine di ottenere una superficie con la minor rugosità possibile e senza la presenza di materiale non tagliato.



FIGURA 79, OPERAZIONE DI TAGLIO NECESSARIA PER LA REALIZZAZIONE DEI DENTI

8.2 Lavorazione degli elementi costituenti la scatola dello sterzo

Gli elementi appartenenti alla scatola dello sterzo sono stati ottenuti utilizzando sia la fresa a controllo numerico che il taglio ad acqua. Nello specifico tutti i semilavorati delle parti sono stati ricavati mediante taglio AWJ da lastre di alluminio, ad eccezione dei corpi intermedi della scatola dello sterzo, infatti presentando un foro interno di una lunghezza non lavorabile alla macchina utensile si è optato per partire da un semilavorato tubolare estruso.



FIGURA 80, SIMULAZIONE CAM DEL TAGLIO AD ACQUA DEI PEZZI GREZZI

Per i componenti centrale e terminali si è quindi effettuato il taglio di blocchi rettangolari partendo da una lastra di spessore pari a 80 mm. La distanza tra l'orifizio e la superficie della lastra da tagliare è stata impostata sul software per la generazione dei codici (IGEMS) pari a 3 mm, dato derivante dall'esperienza maturata. Non è stata posta notevole importanza riguardo la finitura delle pareti tagliate in quanto è stata prevista una sfacciatura alla macchina utensile per portare il semilavorato ad avere delle dimensioni note e delle facce piane. I blocchi ricavati dal taglio sono quindi stati inseriti all'interno dell'ambiente CAM per ricavare le geometrie finali. Riguardo al componente centrale della scatola dell'utensile è stato necessario acquistare un utensile apposito per la lavorazione delle cave di alloggiamento degli anelli seeger, la scelta è stata effettuata tenendo in considerazione che il rivestimento del tagliente non presentasse affinità chimiche con l'alluminio al fine di evitare una veloce usura.



FIGURA 81, UTENSILE PER LA LAVORAZIONE DELLE CAVE PER GLI ANELLI DI TENUTA



FIGURA 82, SIMULAZIONE CAM DELLA LAVORAZIONE DELLE CAVE

La lavorazione del corpo centrale è stata effettuata girando più volte il corpo in lavorazione al fine di poter effettuare la fresatura evitando così i sottosquadri. Il percorso dell'utensile per la lavorazione degli alloggiamenti dei cuscinetti è stato programmato diminuendo la profondità di passata notevolmente nella fase di finitura, questo per aumentare la precisione dimensionale vista l'applicazione a discapito della velocità di lavorazione. Notevole attenzione alla tolleranza dimensionale è stata prestata nelle zone di contatto con gli altri componenti



FIGURA 83, MODELLO DEL CORPO CENTRALE A SEGUITO DELLA LAVORAZIONE

La lavorazione dei corpi terminali della scatola dello sterzo ha seguito la stessa procedura utilizzata per la parte centrale, con particolare attenzione alla lavorazione della porzione deputata all'alloggiamento delle bronzine e alle sfacciature realizzate per permettere l'utilizzo della chiave inglese ai fini del serraggio. Anche in questo caso si è partiti da un grezzo

rettangolare ricavato mediante il taglio ad acqua, successivamente si è passati alla lavorazione mediante l'utilizzo della fresa a 3 assi, per il grezzo è stata quindi prevista una sfacciatura e successivamente le operazioni per portarlo alla forma cilindrica e in seguito le operazioni di foratura e di finitura degli alloggiamenti delle bronzine.



FIGURA 84, GEOMETRIA DEL PEZZO TERMINALE A SEGUITO DELLA LAVORAZIONE FIGURA 85, SIMULAZIONE DELLA SFACCIATURA DEL PEZZO GREZZO

Per la lavorazione dei pezzi intermedi si è invece partiti da un grezzo tubolare con le adeguate dimensioni di sovrametallo per ottenere una buona finitura superficiale per poter ricavare le porzioni dedicate alle filettature di collegamento, il diametro interno del grezzo, invece, è stato scelto di misura eguale a quella di progetto, questo vista l'impossibilità di effettuare e rifinire fori di elevata lunghezza e considerando che questa porzione di materiale non è soggetta a particolari vincoli dimensionali derivanti da accoppiamenti con altre parti.



FIGURA 86, GEOMETRIA DEL PEZZO GREZZO DEL CORPO INTERMEDIO

Visto l'ingombro del pezzo, al fine di ottenere una buona finitura superficiale, si è scelto di lavorarlo con il suo asse di rivoluzione perpendicolare all'asse dell'utensile, questo ha permesso di utilizzare taglienti con una lunghezza del gambo contenuta, limitando quindi le flessioni in fase di taglio.



FIGURA 87, GEOMETRIA DEL CORPO INTERMEDIO A SEGUITO DELLA LAVORAZIONE

8.2 Lavorazione dei vincoli di collegamento

La lavorazione dei vincoli che permettono il collegamento della scatola dello sterzo al telaio ha seguito la stessa sequenza di operazioni tecnologiche dei pezzi precedenti, in questo caso però al fine di limitare lo spreco di materiale dovuto alle lavorazioni per asportazione di truciolo, si è deciso di ricavare una geometria del pezzo grezzo che si avvicinasse il più possibile alla geometria finale. La geometria dei pezzi grezzi è quindi stata inserita all'interno del software IGEMS per la generazione del percorso dell'utensile, all'interno dello stesso software è stato inoltre possibile eseguire una operazione di Nesting al fine di ridurre gli sprechi di materiale dovuti al taglio e quindi di ottimizzare il posizionamento dei grezzi all'interno della lastra da tagliare, per questo motivo i pezzi sono stati lavorati insieme ad altri corpi appartenenti ad altre parti dell'automobile.



FIGURA 88, PERCORSO DI TAGLIO DELL'UTENSILE FIGURA 89, SIMULAZIONE CAM DEL TAGLIO AD ACQUA

Successivamente è stata eseguita la simulazione per i percorsi degli utensili della fresa a controllo numerico al fine di ottenere le tolleranze volute, specialmente nelle zone deputate all'accoppiamento con altri corpi.



FIGURA 90, GEOMETRIA DEL PEZZO AL TERMINE DELLA LAVORAZIONE FIGURA 91, PEZZO GREZZO

8.3 Lavorazione dello Slider

L'elemento preposto all'accoppiamento con la cremagliera necessario per la trasmissione del precarico della molla di contrasto è stato lavorato in modo tale da limitare il più possibile la

rugosità sulla superficie a contatto con la cremagliera stessa, questo per limitare il più possibile gli attriti dovuti al mutuo strisciamento. Il pezzo grezzo è stato fornito dal produttore delle dimensioni richieste e successivamente lavorato alla macchina utensile, la parte curva è stata rifinita utilizzando un utensile dalla testa tonda per limitare le cuspidi generate dal passaggio degli utensili per la sgrossatura.



FIGURA 92, GEOMETRIA DELLO SLIDER AL TERMINE DELLA LAVORAZIONE

8.4 Rendering

Al fine di rendere il prodotto più accattivante sul mercato sono stati realizzati dei rendering per dare una anticipazione al cliente dei particolari costituenti l'automobile più attinenti al vero possibile. Nel modello si è tenuto conto delle lavorazioni subite dai differenti pezzi e quindi delle rispettive rugosità degli elementi e essendo quest'ultima influente nella rifrazione dei raggi di luce delle superfici, in seguito sono state aggiunte anche le caratteristiche visive derivanti dai successivi trattamenti termici e chimici, quali nichelatura, tempra e trattamenti DLC, che attribuiscono ai pezzi diverse colorazioni e una diversa lucentezza.



FIGURA 93, RENDERING DELL'ACCOPPIAMENTO DENTATO



FIGURA 94, RENDERING DELLA SCATOLA DELLO STERZO

9.1 Disegni Costruttivi























Bibliografia

[1] Thomas D. Gillespie, Fundamentals of vehicle dynamics, 1992

[17] Altra industrial motion, Design and Selection of Universal Joint for Rolling Mills, s.d , s.n.t.

[2] Steering Effort Calculation Methodology & Study On Hydraulic And Electronic Power Steering, Ibraheem Raza Khan, IJSART - Volume 3 Issue 8 – AUGUST 2017

[5] STATIC AND TRANSIENT ANALYSIS OF RACK AND PINION, Ramesh R,Department of Mechanical Engineering, Agni College of Technology, Chennai, India, s.d.

[10] Design and Optimization of the Steering System of a Formula SAE Car Using

Solidworks and Lotus Shark, Sadjyot Biswal, Aravind Prasanth, M S Dhiraj Sakhamuri and Shaurya Selhi, Member, IAENG, Proceedings of the World Congress on Engineering 2016 Vol II ,WCE 2016, June 29 - July 1, 2016, London, U.K.

[11] Shigley - Progetto e costruzione di macchine, 2/ed,Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett,2009

[12] G. Cagliero, Meccanica, macchine ed energia © Zanichelli 2012

[13] R. Monastero, Appunti per il corso di meccanica applicata alle macchine, s.d, s.n.t.

[14] Optimal design of high efciency double helical gear based on dynamics model, FengxiaLu, Xuechen Cao, Weiping Liu, 2021

[15] GENERAZIONE PER INVILUPPO DI RUOTE DENTATE AD EVOLVENTE, Massimo Guiggiani

[16] Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture, Stephen P. Radzevich

[18] Theory of ground vehicles, J.Y. Wong, 4th edition, Jhon Wiley and Sons, inc, 2008

BOM

| BEARINGS | | | 6202 2z X2 SK | | SKF | | | |
|----------------------|-----|------------------|-------------------|------------|--------------|---------------|---------------------|--|
| | | | | | | | | |
| SEEGER | | | JL35 | | X1 | | GANDINI | |
| SEEGER | | | J35 | | X1 | | GANDINI | |
| | | | | | | | | |
| SPRING | | | D22600 | | | | D.I.M | |
| | | | | | | | | |
| STEERING RACK GAITER | | <u>RDZ0088MG</u> | | X2 | | ATG component | | |
| | | | 412N10099Z | | | | | |
| | cor | n diametro 50 | <u>RDZ0099MG</u> | 412N10073Z | | | | |
| TIE ROD | | | Articolo n:: | | filettaturaM | 16x1.5 X2 | DACAtech | |
| | | | 140054 | | | | | |
| RUBBER BUSHES | | | G12-RB350-200-360 | | X2 | | GROMMETS | |
| SUPPORT | Gai | ndini | SS 26X 37 | | X2 | | GANDINI | |
| WASHER | | | | | | | | |
| | | | | | | | | |
| M10x30x1.5 | | | | | X4 | | | |
| | | | | | | | | |
| M8x25x1.25 | | | | | x4 | | | |
| | | | | | | | | |
| UNIBALL | | | CF16 M16 | | x2 | | Chiavette unificate | |

| Commercial p | Commercial parts | | lber | quantity | | supplier | |
|--------------|------------------|---------|------|----------|--|----------|--|
| | | | | | | | |
| BEARINGS | | 6202 2z | | X2 | | SKF | |
| | | | | | | | |
| SEEGER | | JL35 | | X1 | | GANDINI | |
| SEEGER | | J35 | | X1 | | GANDINI | |
| | | | | | | | |
| SPRING | | D22600 | | | | D.I.M | |
| | | | | | | | |

| STEERING | RING RACK | | | RDZ0088MG | | X2 | | | ATG component | | |
|------------|-----------|--------------|--|------------------|------|--------|--------------------|--|---------------|-----------|----|
| GAITER | | | | | | | | | | | |
| | | | | 412N10099 | Z | | | | | | |
| | | con diametro | | <u>RDZ0099MG</u> | 412N | 10073Z | | | | | |
| | | 50 | | | | | | | | | |
| TIE ROD | | | | Articolo | | | filettaturaM16x1.5 | | 1.5 | DACAtech | |
| | | | | n:: 140054 | | | X2 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| RUBBER | | | | G12-RB350 |)- | | X2 | | | GROMMET | ſS |
| BUSHES | | | | 200-360 | | | | | | | |
| SUPPORT | | Gandini | | SS 26X 37 | | | X2 | | | GANDINI | |
| WASHER | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| M10x30x1.5 | | | | | | | X4 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| M8x25x1.25 | 5 | | | | | | x4 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| UNIBALL | | | | CF16 | | | x2 | | | Chiavette | |
| | | | | M16 | | | | | | unificate | |