



DIPARTIMENTO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE E SCIENZE MATEMATICHE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di laurea:

**Riduttore epicicloidale per applicazione su vettura formula SAE
elettrica**

**Epicyclic reduction gear for application on electric SAE formula
car**

Relatore:

Prof. Marco Sasso

Candidato:

Luis Islami

ANNO ACCADEMICO 2021/2022

Indice capitoli

1 - Introduzione alla vettura (Formula SAE).....	6
1.1 – Generalità su rotismi epicicloidali.....	8
1.2 – Analisi del flusso di potenza in ingresso e uscita.....	12
2 – Cinematica della vettura e rapporto di riduzione.....	15
2.1 – Cinematica del motoriduttore epicicloidale.....	17
3 – Analisi modulo delle ruote dentate del motoriduttore.....	19
3.1 – Verifica a pressione del dente.....	22
3.2 – Verifica a flessione del dente.....	25
4 – Studio pignone con fissaggio a motore.....	32
5 – Giunzione dei due satelliti.....	37
5.1 – Perno (PIN) supporto satelliti.....	39
6 – Fissaggio corona dentata (Solare B).....	43
7 – Cuscinetti di banco e gabbia a rulli.....	45
8 – Paraoli del motoriduttore.....	51
9 – Analisi carter e fissaggio.....	54
10 – Lubrificazione.....	57
11 - Conclusione.....	59

Indice alle foto

1.1 - Vettura formula SAE	6
1.2 - Schema elettro-meccanico	6
1.3 - Calettamento motore-riduttore-ruota	7
1.4 - Tipologie di rotismi	8
1.5 - Ruota con dentatura corretta	9
1.6 - Profilo e parametri dentatura	10
1.7 - Schema ingresso e uscita potenza meccanica	12
1.8 - Schema motoriduttore	13
1.9 - Grafico rendimento motoriduttore	14
2.1 - Ruota vettura con velocità	15
2.2 - Parametri motore elettrico	15
2.3 - Schema motoriduttore epicicloidale	17
3.1 - Grafico andamento modulo prima coppia di riduzione	19
3.2 - Grafico andamento modulo seconda coppia di riduzione	20
3.3 - Ingrandimento grafico seconda coppia di riduzione	21
3.4 - Grafico andamento pressione sul dente prima coppia di riduzione	23
3.5 - Grafico andamento pressione sul dente seconda coppia di riduzione	24
3.6 - Schema flessione sul dente	25
3.7 - Grafico andamento valore di forma Y_f del dente	26
3.8 - Grafico andamento tensione di flessione sul dente prima coppia di riduzione	26
3.9 - Tabella materiale ruote dentate	27
3.10 - Grafico andamento tensione di flessione sul dente seconda coppia di riduzione	28
3.11 - Analisi FEM sul dente del solare A (pignone)	29
3.12 - Analisi FEM sul dente del satellite S'	29
3.13 - Analisi FEM sul dente del satellite S''	30
3.14 - Analisi FEM sul dente del solare B (corona dentata)	30
3.15 - Legenda del valore delle tensioni sul dente	30

3.16 - Schema e tabella dimensioni delle ruote dentate	31
4.1 - Schema calettamento pignone	32
4.2 - Motore elettrico AMK	32
4.3 - Andamento delle forze sui denti del pignone	33
4.4 - Sezione del pignone	34
4.5 - Andamento tensioni cicliche	34
4.6 - Parametri influenzanti la fatica	35
4.7 - Analisi FEM sul gambo del pignone	36
5.1 - Satelliti S' e S''	37
5.2 - Sezione satelliti	38
5.3 - Analisi FEM giunzione satelliti	38
5.4 - PIN calettati	39
5.5 - Fissaggio assiale PIN	39
5.6 - Distribuzione delle forze sul PIN	40
5.7 - Andamento delle tensioni sul PIN (Flessione e taglio)	41
5.8 - Andamento delle tensioni cicliche sul PIN	41
5.9 - Analisi FEM del PIN	42
5.10 - Analisi deformazione FEM del PIN	42
6.1 - Fissaggio corona dentata (Solare B) sul portamozzo	43
6.2 - Analisi FEM viti corona dentata	44
6.3 - Analisi FEM sul risalto della corona dentata	44
7.1 - Disposizione ad O cuscinetti di banco	45
7.2 - Analisi forze scaricate sui cuscinetti	45
7.3 - Distribuzione forze sulla ruota	46
7.4 - Grafico andamento del carico dei cuscinetti di banco	47
7.5 - Catalogo e scelta cuscinetti di banco	48
7.6 - Gabbie a rulli	49
7.7 - Andamento del carico delle gabbie a rulli	49

7.8 - Catalogo e scelta delle gabbie a rulli	50
8.1 - Paraoli sul motoriduttore	51
8.2 - Sezione paraolio	51
8.3 - Grafico per scelta paraolio	52
8.4 - Catalogo e scelta dei paraoli	53
9.1 - Semicarter motoriduttore	54
9.2 - Distribuzione delle forze sui semicarter 1	54
9.3 - Distribuzione delle forze sui semicarter 2	55
9.4 - Analisi FEM delle tensioni del semicarter con mozzo	55
9.5 - Analisi FEM delle tensioni del semicarter interno (No mozzo)	56
9.6 - Viti giunzione Semicarter	56
10.1 - Analisi livello olio	57
10.2 - Boccola di bloccaggio gabbie a rulli e per passaggio olio	58
11.1 - Ingombri del motoriduttore	59
11.2 – Motoriduttore esploso	59
11.3 - Schema dei materiali impiegati	60

1 – Introduzione alla vettura (Formula SAE)



Figura 1.1

La formula SAE è una vettura progettata principalmente da studenti, i quali sono suddivisi a loro volta all'interno di un team, ovvero chi si occupa della parte dinamica e aerodinamica della macchina per poi arrivare a chi si occupa della parte elettrica. Fino alla fine dell'anno 2022 la macchina ha usato un motore sovralimentato proveniente da un KTM Duke 690. Mentre per quanto riguarda il nuovo regolamento a partire dall'anno 2023 la macchina dovrà passare da motore a combustione interna a motore completamente elettrico.

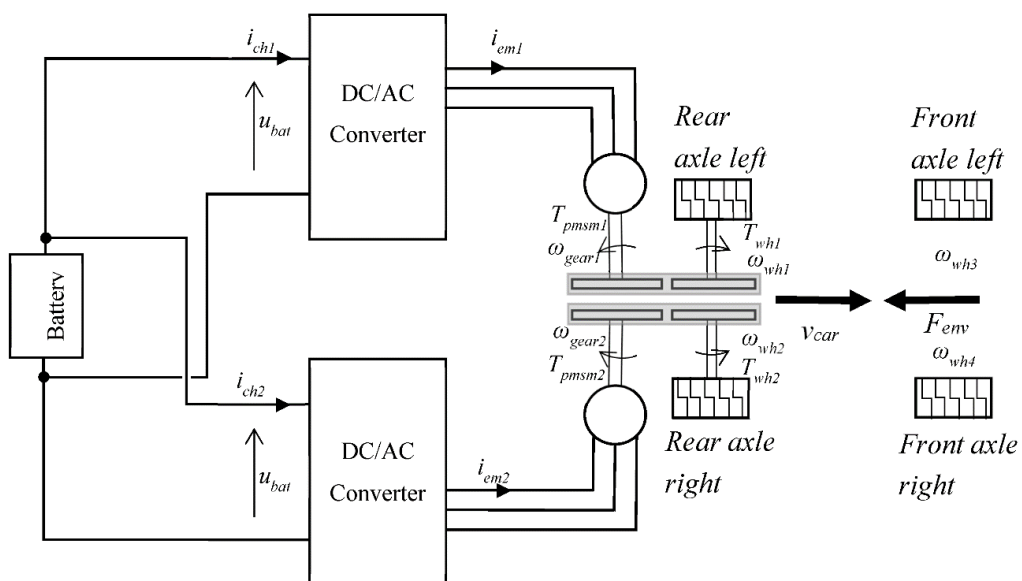


Figura 1.2

Come si vede nella Figura 1.2, l'idea è quella di pescare energia elettrica da una sorgente (batteria) e per mezzo di opportuni collegamenti fornirla ai motori i quali forniranno la potenza meccanica alle ruote. Il collegamento tra motore elettrico e ruota però non può essere effettuato direttamente, perché ciò comporterebbe ad uno sforzo eccessivo del motore, in più subirebbe tutte le sollecitazioni dinamiche provenienti dalla ruota dove è calettata. In più dato che il motore ha un numero di giri molto elevato sarebbero troppo eccessivi per la ruota se si eseguisse un collegamento diretto.

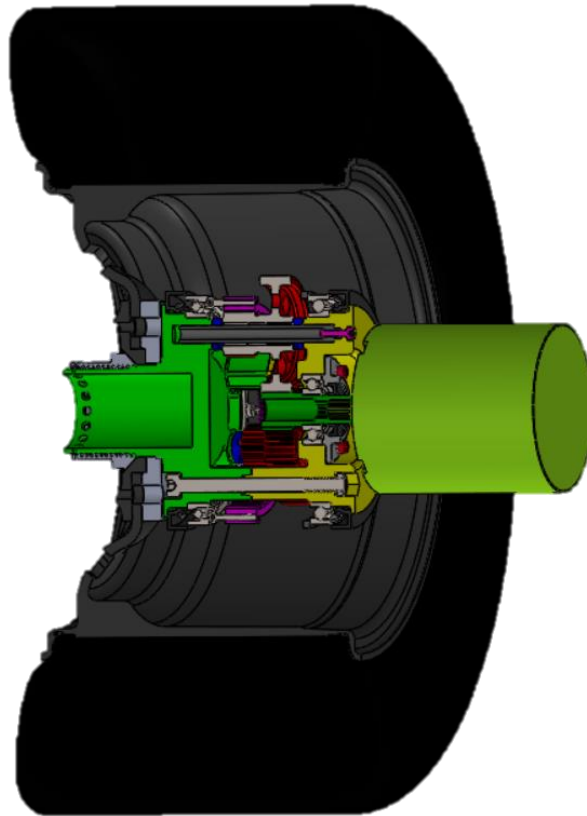


Figura 1.3

Come si vede dalla figura 1.3 tra motore e ruota ci si interpone un riduttore il quale ha il compito di ridurre la velocità angolare in uscita con un conseguente aumento di coppia motrice. Lo schema elettro-meccanico della figura 1.2 rappresenta l'installazione di due motori solo sull'asse posteriore della macchina (un motore e motoriduttore a ruota), mentre per lo sviluppo della macchina si è pensato di aggiungere altri due motori sull'asse anteriore. Ciò comporterebbe ad avere una coppia motrice totale pari al doppio rispetto al solo caso di due motori, ovviamente la difficoltà sta nel come gestire l'impianto elettrico e i costi, dato che avremo 4 motori e motoriduttori.

1.1 – Generalità su rotismi epicicloidali

Per rotismo si intende un sistema di ruote dentate ingranate fra loro in modo che il movimento di una provochi un movimento per altre. I rotismi epicicloidali si distinguono dai rotismi ordinari per il fatto che almeno una ruota ha asse mobile. Essi possono essere ad uno o più stadi. I rotismi epicicloidali sono a più gradi di libertà, cioè hanno più alberi indipendenti nel loro moto. Se si vincolano alcuni alberi, per esempio si impone velocità nulla, si può avere un rotismo ad un solo grado di libertà. Questo significa che due alberi hanno un rapporto fisso tra le loro velocità angolari. In questo caso si ha un riduttore quando la velocità angolare dell'albero in uscita è minore di quella in entrata; si ha un moltiplicatore se avviene il contrario. I vantaggi dell'uso di rotismi epicicloidali, in particolare come riduttori, sono un rapporto di trasmissione che può raggiungere valori anche molto elevati; potenze trasmissibili grandi con ingombri e masse ridotti, rispetto ad una soluzione di trasmissione con rotismi ordinari, cosa ancora più evidente se sono impegnati più satelliti in parallelo.

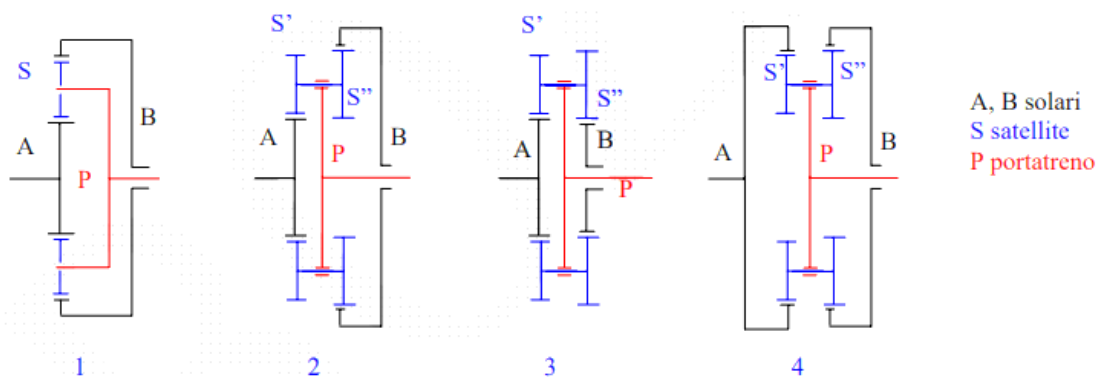


Figura 1.4

È possibile scrivere rispetto al moto relativo del portatreno il rapporto di trasmissione dei rotismi della Figura 1.4:

$$\tau = \frac{\omega_A - \omega_P}{\omega_B - \omega_P}$$

Questo rapporto di trasmissione τ , del rotismo reso ordinario, può essere suddiviso nei 4 casi in figura come:

$$\tau_1 = -\frac{Z_B}{Z_A} \quad \tau_2 = -\frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} \quad \tau_3 = \frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} \quad \tau_4 = \frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A}$$

Prendendo in esame il rotismo della Figura 1.4, è interessante valutare l'interasse tra le ruote dentate A e B dei solari e dei satelliti S. Generalmente il diametro delle ruote è legato dal numero di denti Z e dal modulo m della ruota stessa dalla seguente relazione: $D=mZ$. Ritornando al rotismo 2 si vede chiaramente che l'interasse I_1 tra il solare A e il satellite S' coincide con l'interasse I_2 il quale è dato dal solare B e il satellite S'' . perciò si può scrivere la seguente relazione:

$$I_1 = \frac{m(Z_A + Z_{S'})}{2} \qquad I_2 = \frac{m(Z_B + Z_{S''})}{2}$$

Grazie a questa relazione di uguaglianza tra I_1 e I_2 è possibile vedere che $Z_A+Z_{S'} = Z_B+Z_{S''}$. Con questa relazione è possibile dividere due casi:

1) caso in cui le ruote dentate abbiano tutte lo stesso modulo; gli assi dei satelliti S' e S'' sono paralleli agli assi dei solari A e B, dovrà essere $Z_A+Z_{S'} = Z_B+Z_{S''}$. si assuma $Z_A = 18$ denti, $Z_{S'} = 18$ denti, $Z_B = 17$ denti, $Z_{S''} = 19$ denti. τ_3 risulterà:

$$\tau_3 = \frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} = \frac{18 \cdot 17}{18 \cdot 18} = 0,895$$

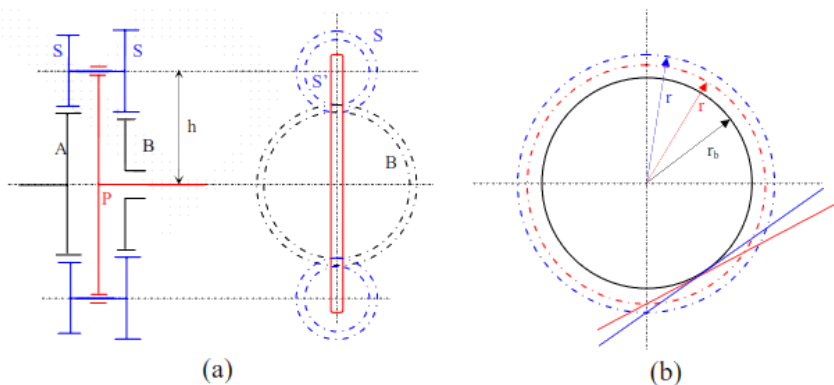


Figura 1.5

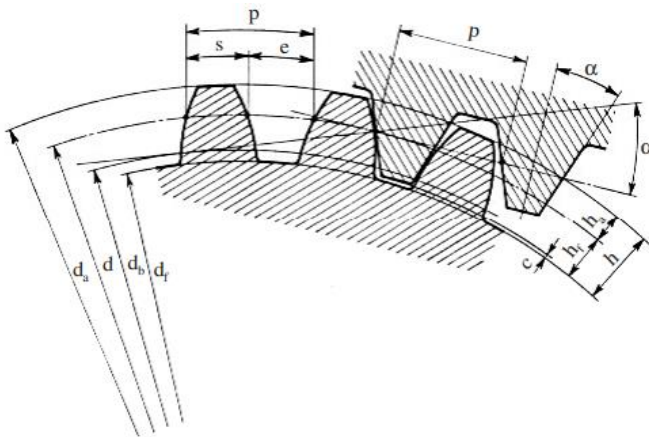
2) Poiché gli assi dei satelliti S' e S'' sono paralleli agli assi dei solari A e B, è possibile fare sì che risulti $Z_A+Z_{S'} \neq Z_B+Z_{S''}$, usando dentatura corretta. Infatti, considerando l'accoppiamento tra due ruote dentate, in Figura 1.5b si vede una ruota dentata di cui si rappresenta in nero la circonferenza di base su cui si costruisce l'evolvente di circonferenza (fianco del dente), due possibili primitive, la prima, blu, con un certo angolo di pressione α ed un certo modulo della dentatura m, la seconda, rossa, con un altro angolo di pressione α' ed un altro modulo della dentatura m' . Le due circonferenze primitive hanno un diverso raggio r e r'.

Per le primitive si ha che:

$$R = \frac{mZ}{2} = \frac{R_B}{\cos(\alpha)}$$

$$R' = \frac{m'Z}{2} = \frac{R_B}{\cos(\alpha')}$$

Da qui si ha $m/m' = \cos(\alpha')/\cos(\alpha)$



Come si può notare nella Figura 1.6, $2R_B$ indica il diametro di base della ruota e quindi R_B risulta il raggio di base

Figura 1.6

Pensando agli accoppiamenti (A-S') e (B-S'') è possibile, utilizzando moduli diversi, cambiando angolo di pressione, cioè con dentatura ribassata, fare sì che risulti $Z_A + Z_{S'} \neq Z_B + Z_{S''}$.

Rifacendosi alla definizione di modulo come passo diametrale $m = 2R/Z$, si può esprimere l'interasse h , uguale tra le coppie di ruote (A-S') e (B-S''), come:

$$h = \frac{1}{2}m'(Z_A + Z_{S'}) = \frac{1}{2}m(Z_B + Z_{S''})$$

Rifacendosi all'esempio precedente si assuma $Z_A = 18$ denti, $Z_{S'} = 19$ denti, $Z_B = 17$ denti, $Z_{S''} = 19$ denti, cioè abbiamo scelto una dentatura corretta tra le ruote A e S' rispetto al caso precedente.

In questo caso, τ_3 risulterà:

$$\tau_3 = \frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} = \frac{19 \cdot 17}{18 \cdot 18} = 0,997$$

Con questa strategia si ha un rapporto di trasmissione molto elevato. Purtroppo, a questa prestazione cinematica fa da controparte una riduzione del rendimento, quanto sia più alto questo rapporto di riduzione.

1.2 – Analisi del flusso di potenza in ingresso e uscita

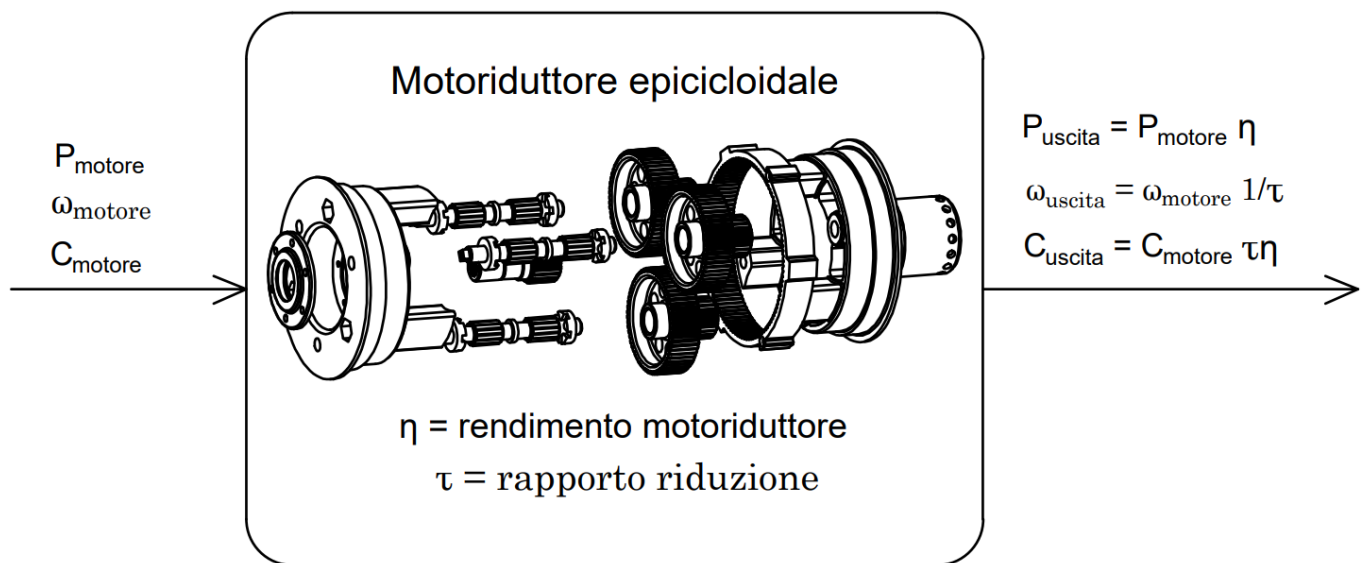


Figura 1.7

Un motoriduttore, come già detto in precedenza, è caratterizzato da un rapporto di riduzione τ tra ingresso e uscita, e un suo rendimento η . Analizzando il flusso di potenza, si vede che dal lato d'ingresso si ha la potenza derivante da un motore (generalmente elettrico), la quale è data dal prodotto della coppia e velocità angolare del motore stesso:

$$P_{motore} = \omega_{motore} C_{motore}$$

Mentre per quanto riguarda l'uscita e considerando la conservazione della potenza nel caso ideale si avrebbe $P_{uscita} = P_{motore}$, ma siccome all'interno del motoriduttore vi sono delle perdite dovuti generalmente ai attriti risulta che $P_{uscita} \neq P_{motore}$, ovvero risulterà che:

$$P_{uscita} = P_{motore} \eta$$

Per quanto riguarda la coppia in uscita essa risulta sempre moltiplicata per il rendimento η ma anche moltiplicata per il rapporto di riduzione τ :

$$C_{uscita} = C_{motore} \tau \eta$$

In fine la velocità angolare in uscita risulterà rapportata al rapporto di riduzione τ :

$$\omega_{uscita} = \omega_{motore} 1/\tau$$

Per quanto riguarda il rapporto di riduzione τ si possono verificare 2 casi:

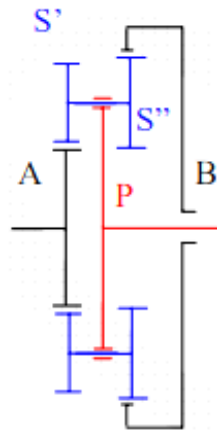


Figura 1.8

- 1) Il rapporto τ del motoriduttore è compreso tra $0.1 \leq \tau \leq 1$, in questo caso si parla di un moltiplicatore di giri tra ingresso e in uscita, ovvero la velocità angolare ω_{uscita} risulterà più alta della velocità angolare ω_{motore} . Per quanto riguarda la coppia invece risulta l'opposto, ovvero C_{uscita} risulterà più bassa di C_{motore} .

Considerando la Figura 1.8, si assuma $Z_A = 20$ denti, $Z_{S'} = 18$ denti, $Z_B = 17$ denti, $Z_{S''} = 21$ denti e ricordando che $\tau = -\frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} = -\frac{18 \cdot 17}{21 \cdot 20} = -0.729$, allora si avrà

$$\omega_{uscita} = \omega_{motore} 1/0.729$$

$$C_{uscita} = C_{motore} 0.729\eta$$

- 1) Il rapporto τ del motoriduttore è $\tau > 1$, in questo caso si parla di un riduttore di giri tra ingresso e in uscita, ovvero la velocità angolare ω_{uscita} risulterà più bassa della velocità angolare ω_{motore} . Per quanto riguarda la coppia invece risulta l'opposto, ovvero C_{uscita} risulterà più alta di C_{motore} .

Considerando la Figura 1.8, si assuma $Z_A = 22$ denti, $Z_{S'} = 64$ denti, $Z_B = 110$ denti, $Z_{S''} = 24$ denti e ricordando che $\tau = -\frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} = -\frac{64 \cdot 110}{24 \cdot 22} = -13.33$, allora si avrà

$$\omega_{uscita} = \omega_{motore} 1/13.33$$

$$C_{uscita} = C_{motore} 13.33\eta$$

Per quanto riguarda invece il rendimento, come accennato prima, rappresenta una perdita interna al motoriduttore dovuti ad attriti tra l'organi in movimento oppure da eventuali fluidi, come ad esempio l'olio lubrificante, ed esso va a ripercuotersi sulla potenza e sulla coppia in uscita. Facendo un bilancio veloce delle perdite, si avrà un rendimento dovuto alle ruote dentate η_{ruote} , un rendimento di eventuali alberi in rotazione η_{alberi} , rendimento dei cuscinetti $\eta_{cuscinetti}$ e l'eventuale rendimento del fluido lubrificante $\eta_{lubrificante}$. Perciò il rendimento totale risulterà:

$$\eta_{totale} = \eta_{ruote} \eta_{albero} \eta_{cuscinetti} \eta_{lubrificante}$$

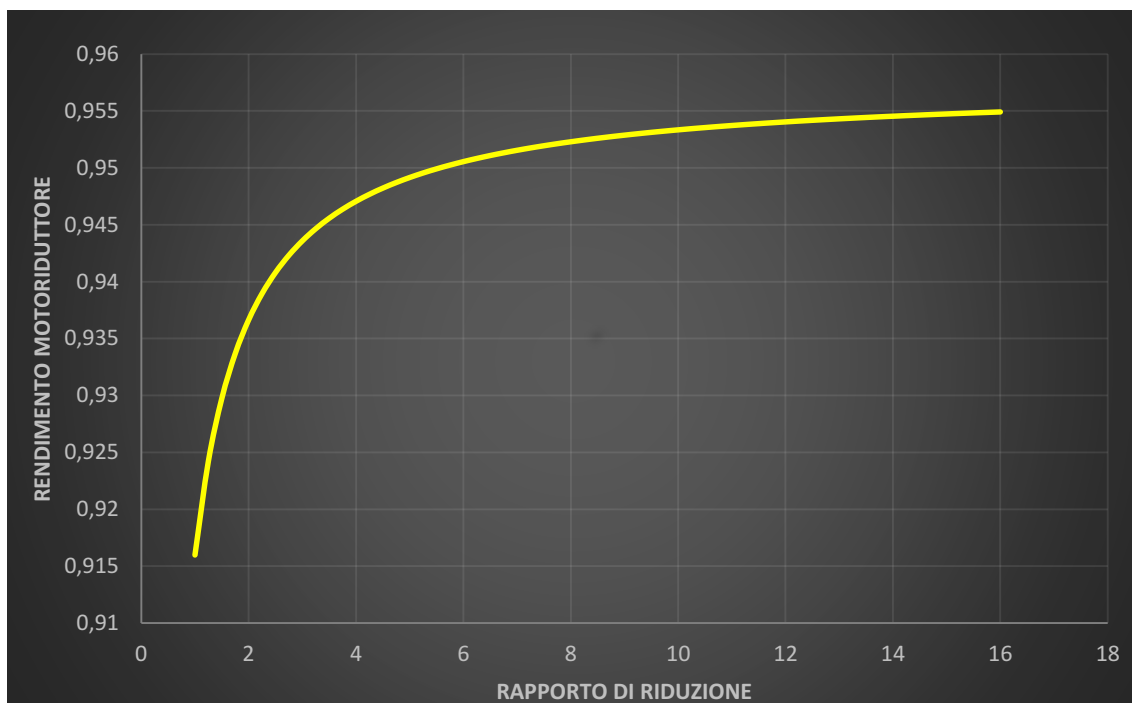


Figura 1.9

Generalmente, come si vede dal grafico della Figura 1.9, sui motoriduttori il rendimento si aggira intorno al 93 ÷ 95 % e si vede di come sia influenzato dal rapporto di riduzione.

2 – Cinematica della vettura e rapporto di riduzione

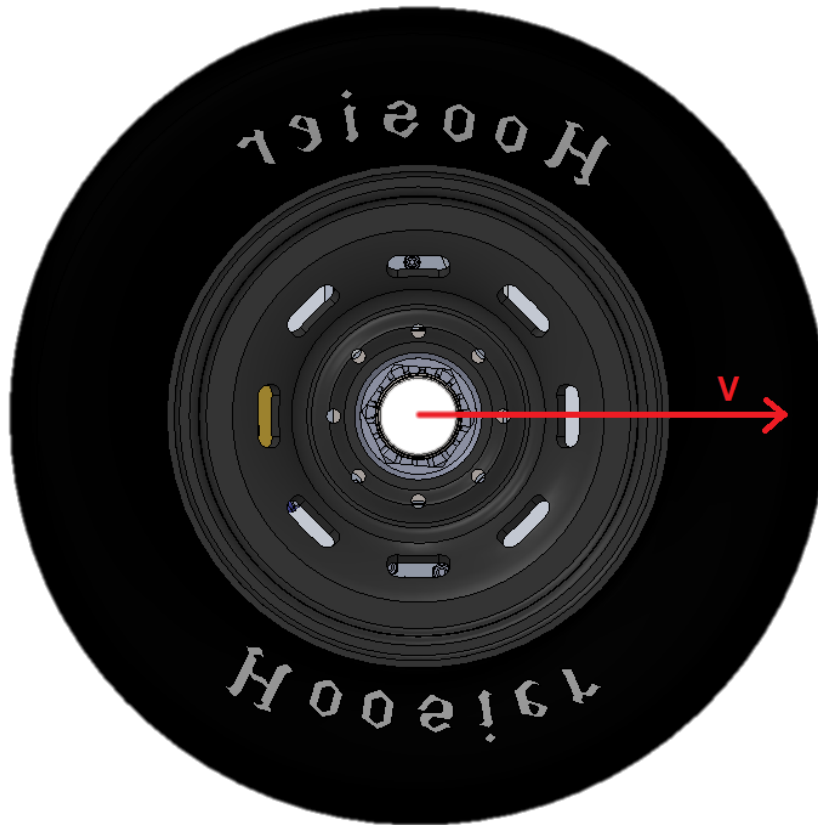


Figura 2.1

Considerando che la vettura per regolamento non deve superare una velocità V di 115/120 Km/h, si può tenere conto attraverso la dimensione del pneumatico la velocità angolare con cui deve girare attraverso la formula:

$$\omega_{ruota} = \frac{2V}{D}$$

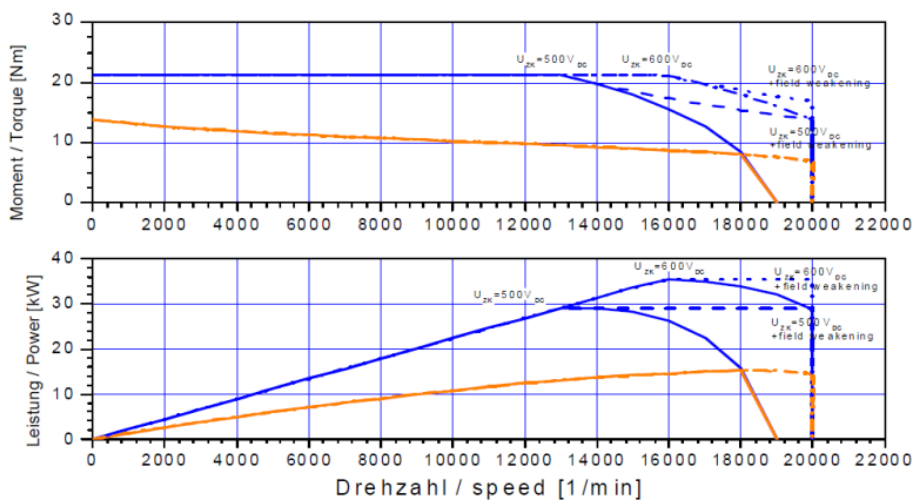


Figura 2.2

Invece per quanto riguarda i parametri del motore, come si vede nella Figura 2.2, si ha un range di funzionamento fino a $n=20000$ Rpm (Giri/minuto), i quali devono essere convertiti in radianti per mezzo della formula:

$$\omega_{motore} = \frac{2\pi n}{60}$$

Ottenuto questo risultato si vede facilmente come il rapporto di trasmissione τ dipenda dalla ω_{motore} e ω_{ruota} , in particolare sono in rapporto l'una con l'altra come segue:

$$\tau = \frac{\omega_{motore}}{\omega_{ruota}}$$

In particolare sostituendo le equazioni ricavate in precedenza si ottiene la seguente espressione:

$$\tau = \frac{\pi n D}{60 V}$$

Ora elencando i valori citati prima come la velocità della macchina $V=115$ Km/h (31944.44 mm/s), i giri del motore $n=20000$ Rpm, e il diametro della ruota pari a 18 pollici ($\varnothing=440$ mm) si ha il seguente valore numerico del rapporto di riduzione τ :

$$\tau = \frac{\pi \cdot 20000 \cdot 440}{60 \cdot 31944.44} = 14.4$$

Da qui abbiamo ottenuto il valore di riduzione che dovrà avere il nostro motoriduttore e sarà il nostro primo dato fondamentale per la progettazione di esso, partendo con la parte cinematica per poi arrivare alla dinamica con lo studio di dimensioni e materiali.

2.1 – Cinematica del motoriduttore epicicloidale

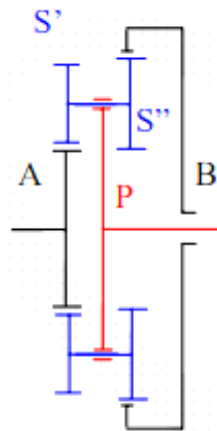


Figura 2.3

Come riportato nel paragrafo 1.2 dove è stato trattato il flusso di potenza tra ingresso e in uscita, e come si vede nella Figura 2.3, si è deciso di usare un motoriduttore epicicloidale con il solare B posto esternamente hai due satelliti. L'equazione cinematica che governa tale motoriduttore è la seguente:

$$\tau = \frac{\omega_A - \omega_P}{\omega_B - \omega_P} = -\frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A}$$

considerando che nel nostro caso il solare B sarà fisso allora risulterà che la $\omega_B=0$. In fine considerando che $\omega_A= \omega_{motore}$ e $\omega_p=\omega_{uscita}$ allora tale rapporto di riduzione sarà pari a:

$$\tau = \frac{\omega_{motore}}{\omega_{uscita}} = 1 + \frac{Z_{S'}Z_B}{Z_{S''}Z_A} = 1 + \tau_1\tau_2$$

E stato chiamato τ_1 il rapporto $Z_{S'}/Z_A$, mentre τ_2 è il rapporto $Z_B/Z_{S''}$. questo ci sarà molto utile quando si andrà a studiare successivamente il modulo che dovranno avere le nostre

ruote e di conseguenza le dimensioni. Un ulteriore dato molto importante di quando si andrà a studiare il modulo della dentatura è il rapporto $\omega_{motore}/\omega_{S'}$ che noi chiameremo τ' .

Si farà questo perché lo studio del modulo della seconda coppia di ruote, ovvero quelli che nella figura sono la S'' e B, dovrà tenere conto della riduzione fatta dalle ruote A e S' , le quali ridurranno notevolmente la velocità di rotazione $\omega_{S''}$. Essendo poi S' e S'' coassiali e rigide tra di loro, allora risulterà che $\omega_{S'} = \omega_{S''}$. Attraverso uno studio cinematico si è visto quindi che:

$$\omega_{S''} = \omega_{S'} = \omega_{motore} \frac{Z_A}{Z_{S'} + Z_{S''}}$$

$$\frac{Z_A}{Z_{S'} + Z_{S''}} = \frac{1}{\tau'}$$

In più se si indica la seconda riduzione $\omega_{S''}/\omega_{uscita}$ con τ'' si avrà la seguente relazione con la τ :

$$\tau = \tau' \cdot \tau''$$

Questa formula verrà presa in considerazione durante lo studio della fase dinamica delle ruote.

3 – Analisi modulo delle ruote dentate del motoriduttore

Per l'analisi del modulo delle ruote dentate si ricorrono principalmente a due verifiche, una di pressione/usura del dente, ed una e flessione e fatica sul dente. Per la prima analisi del modulo si fa ricorso alla teoria di Hertz, utilizzando la seguente formula:

$$m = \sqrt[3]{\frac{240K_E P(1 + \tau)}{\text{sen}(2\alpha)\pi n \varphi Z_1^3 \sigma_0^2}}$$

Dove P indica la potenza da trasmettere, K_E è un parametro del materiale usato dipendente dal modulo di elasticità, φ è il rapporto tra la lunghezza della ruota e il diametro (L/d), mentre σ_0 è un parametro sempre del materiale che tiene conto della sua durezza superficiale (HB) e delle ore di funzionamento (h), come espresso dalla seguente formula:

$$\sigma_0 = \frac{HB}{3} \left(\frac{10^7}{60nh} \right)^{\frac{3}{10}}$$

Partendo dall'analisi della prima coppia di riduzione (ruota A e S') Figura 2.3, e tenendo conto delle caratteristiche del motore, attraverso le considerazioni elencate sopra si è stato costruito un foglio di calcolo su Excel dove venivano riportati i risultati del modulo in funzione del numero di giri del motore. Considerando nella formula del modulo il rapporto di riduzione τ , il primo che si andrà ad inserire è la τ' , ricavata durante lo studio cinematico, la quale lega la riduzione tra la ruota A e S'. Plottando tutti i risultati su un diagramma si ottiene il seguente andamento del modulo m:

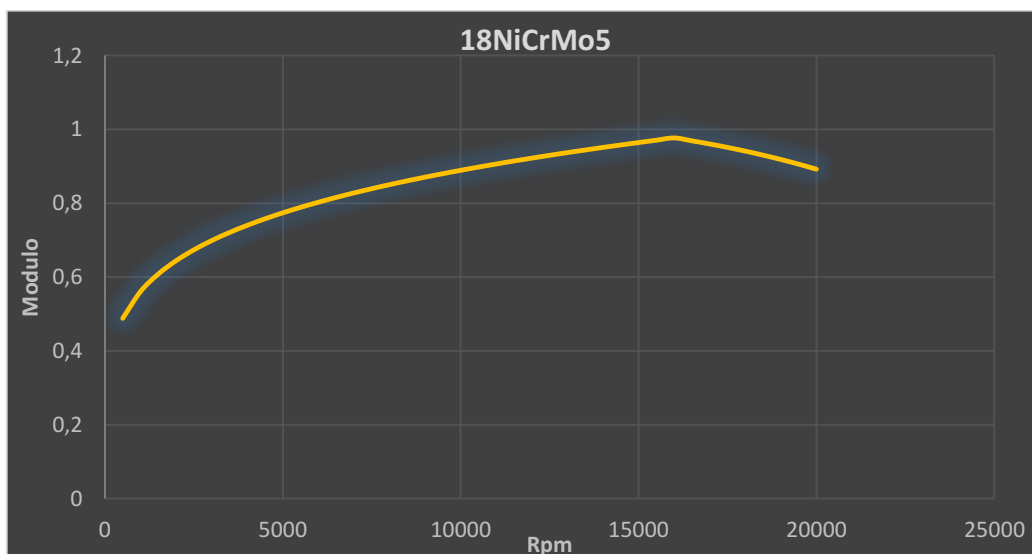


Figura 3.1

Come si vede nella figura 3.1 il modulo non ha andamento lineare, poi un'altra caratteristica fondamentale è che si vede una crescita progressiva di m fino ai 16000 Rpm per poi avere un declino. Questo è dovuto dal fatto che, come si vede nella Figura 2.2 dello studio cinematico della vettura, la potenza del motore cresce fino ai 16000 Rpm per poi avere un calo fino al suo regime massimo (20000 Rpm). Per quanto riguarda invece la coppia di ruote che eseguirà la seconda riduzione (ruota S'' e B), il range di rotazione andrà da 0 fino a n/τ' , perché si è dovuto tenere in considerazione la prima riduzione della prima coppia di ruote. Ricordando che:

$$\frac{Z_A}{Z_{S'} + Z_{S''}} = \frac{1}{\tau'}$$

Ed avendo scelto $Z_A=22$, $Z_{S'}=64$ e $Z_{S''}=24$, allora τ' viene pari a 4. Dato che la nostra n_{motore} arriva fino a 20000 Rpm, sulla seconda riduzione sarà scalata di 4 volte, ovvero avremo una n_{max} pari a 5000 Rpm. Per lo studio del modulo invece, all'interno della sua formula, si inserisce τ'' , con il seguente risultato:

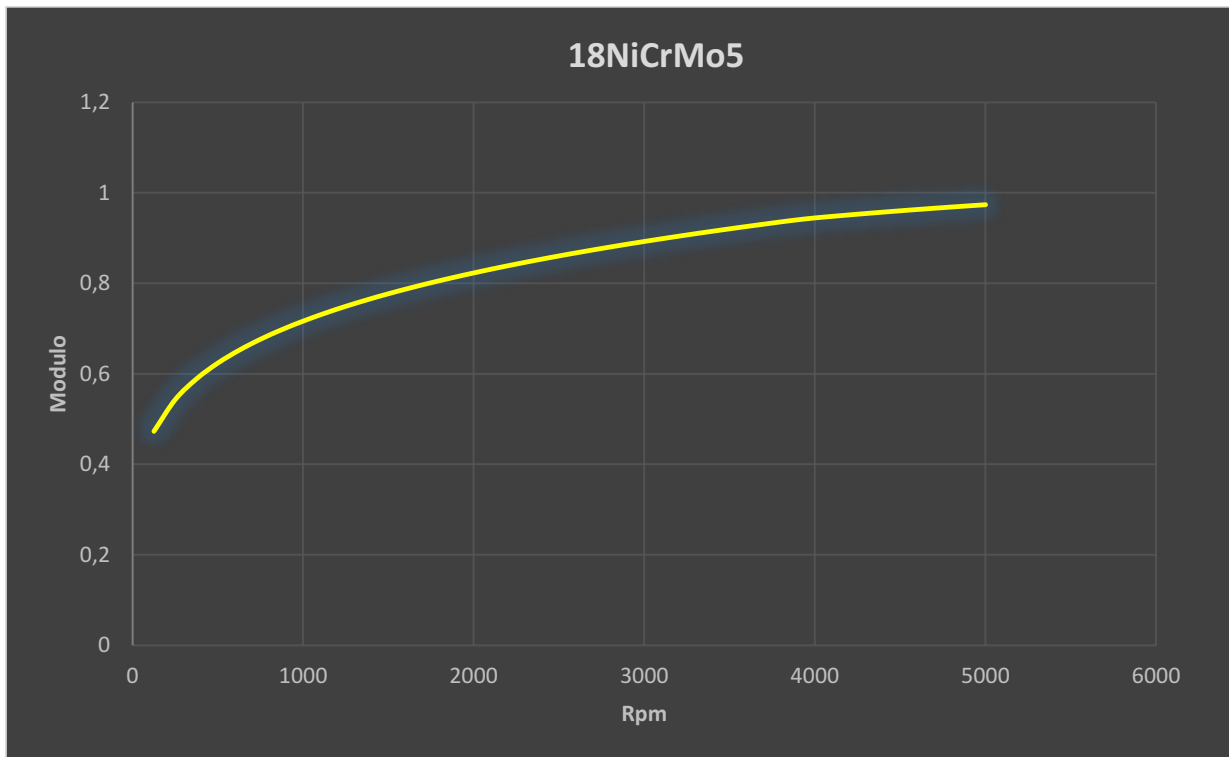


Figura 3.2

Come si vede in figura 3.2, l'andamento del modulo in funzione del numero di giri della seconda coppia di riduzione è simile e quella della prima coppia di riduzione vista nella figura 3.1, con la sola differenza di avere un numero di giri inferiore.

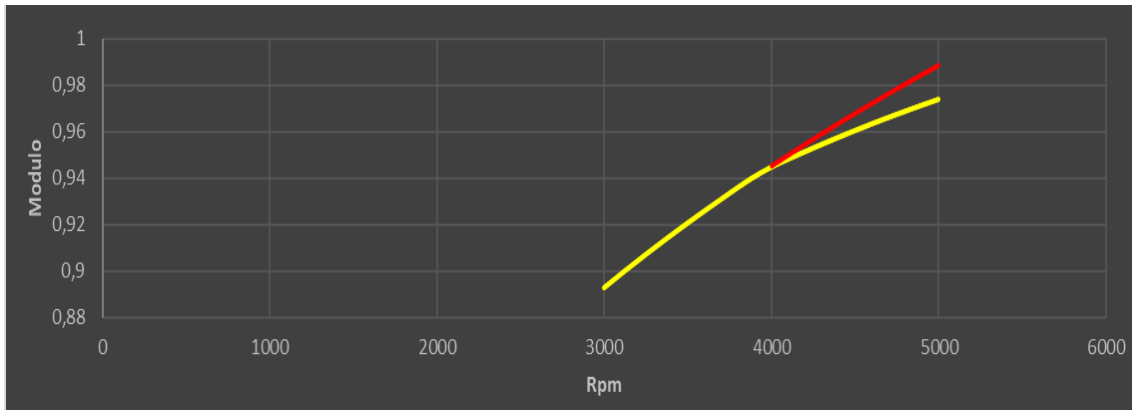


Figura 3.3

Se si esegue un ingrandimento nella zona compresa intorno ai 4000 Rpm il modulo non cresce più seguendo l'andamento della linea rossa ma cambia di pendenza. Questo è dovuto perché fino ai 4000 Rpm si ha la coppia massima trasmessa del motore che era intorno ai 16000 Rpm il quale poi rapportato con la τ' si arriva a 4000 sulla seconda riduzione. Questo caso è stato visto nella prima riduzione nella Figura 3.1

Nella prima e nella seconda riduzione è stato scelto, come suggerito dai grafici, un modulo $m=1\text{mm}$. Mentre per quanto riguarda il rapporto ϕ per la prima riduzione è stato scelto pari a 0.85 mentre per la seconda riduzione pari a 0.8

Conoscendo il modulo, il numero di denti delle nostre ruote e il rapporto L/d (ϕ), di conseguenza abbiamo la dimensione di esse, ovvero il loro diametro primitivo il quale è legato al modulo e al numero di denti Z :

$$d = mZ$$

E la loro larghezza L :

$$L = \phi d$$

E possibile proseguire con l'ulteriore verifica ad pressione massima del dente, la quale sarà in funzione dei valori ottenuti.

3.1 – Verifica a pressione del dente

Per la verifica a pressione si fa riferimento ad una pressione massima (P_{max}), la quale tiene conto della forza scambiata dai denti e le loro rispettive dimensioni, ed a una pressione ammissibile (P_{am}), la quale tiene conto della durata, e dalla durezza superficiale del materiale. L'espressione che lega la P_{max} con la geometria della nostra ruota e le forze scambiate è la seguente:

$$P_{max} = K_1 \cdot \sqrt{\frac{2M_t}{Ld_1 \sin(2\alpha)} \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)}$$

Dove il parametro K_1 dipende dal tipo di materiale impiegato.

Per quanto riguarda invece la pressione ammissibile, si ha la seguente espressione:

$$P_{am} = 24.5 \cdot \frac{HB}{\sqrt[6]{nh}}$$

La quale anche essa dipende dal tipo di materiale che è stato impiegato, specialmente dalla sua durezza superficiale HB, e dalle ore di funzionamento. Ovviamente per far modo sì che le dimensioni delle ruote siano conformi con il lavoro che dovranno eseguire dovrà risultare che:

$$P_{am} \geq P_{max}$$

Dato che lo studio dovrà essere fatto su diversi numero di giri e rispetto all'andamento della coppia (la quale è legata ai giri stessi), si è preferito utilizzare un foglio di calcolo Excel dove vengono plottati i diversi valori a seconda del regime dove ci troviamo.

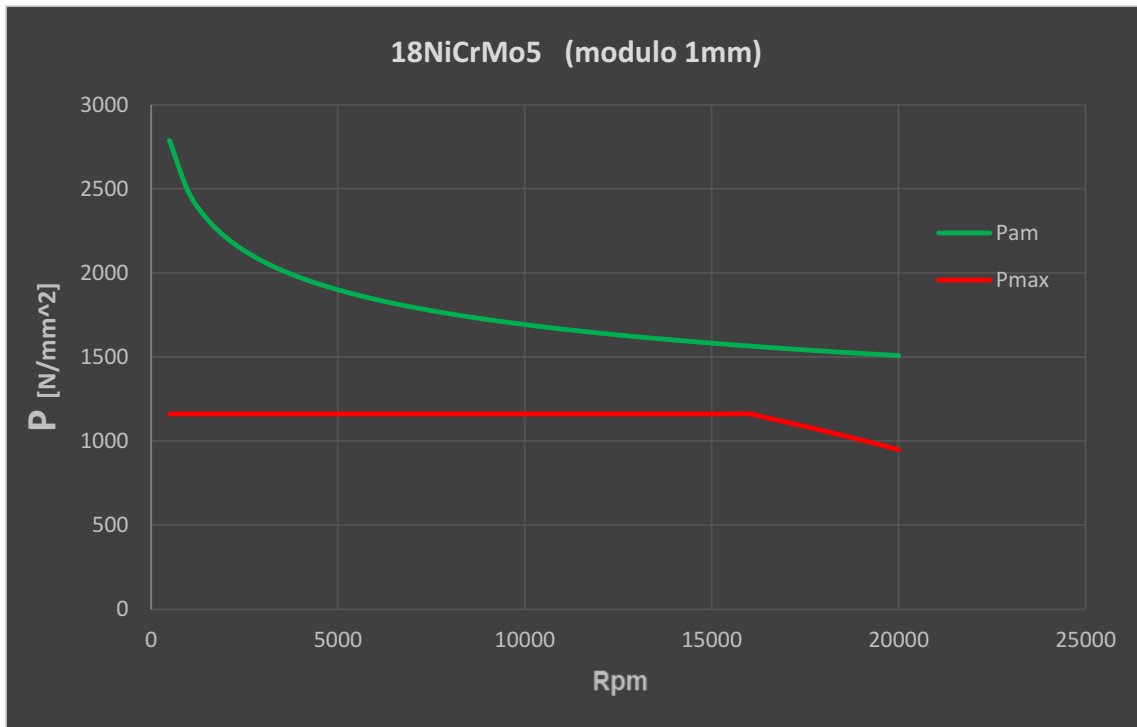


Figura 3.4

Come si può notare dalla Figura 3.4, la quale rappresenta il valore della P_{max} (linea rossa) e della P_{am} (linea verde), si vede chiaramente che quest'ultima sta sempre al di sopra di quella massima e perciò è verificato che P_{am} è maggiore di P_{max} . una nota fondamentale che si può esprimere è il coefficiente di sicurezza che si ha tra le due pressioni. Il caso più critico si vede chiaramente che è a 16000 Rpm quando la curva P_{am} è più vicina alla curva P_{max} . essendo a 16000 giri $P_{am} = 1564$ MPa e $P_{max} = 1162$ MPa allora il coefficiente di sicurezza ξ sarà dato:

$$\xi = \frac{P_{am}}{P_{max}} = \frac{1564}{1162} = 1.34$$

Risultato più che accettabile dato che di buona norma il coefficiente non dovrebbe abbassarsi sotto a 1,2

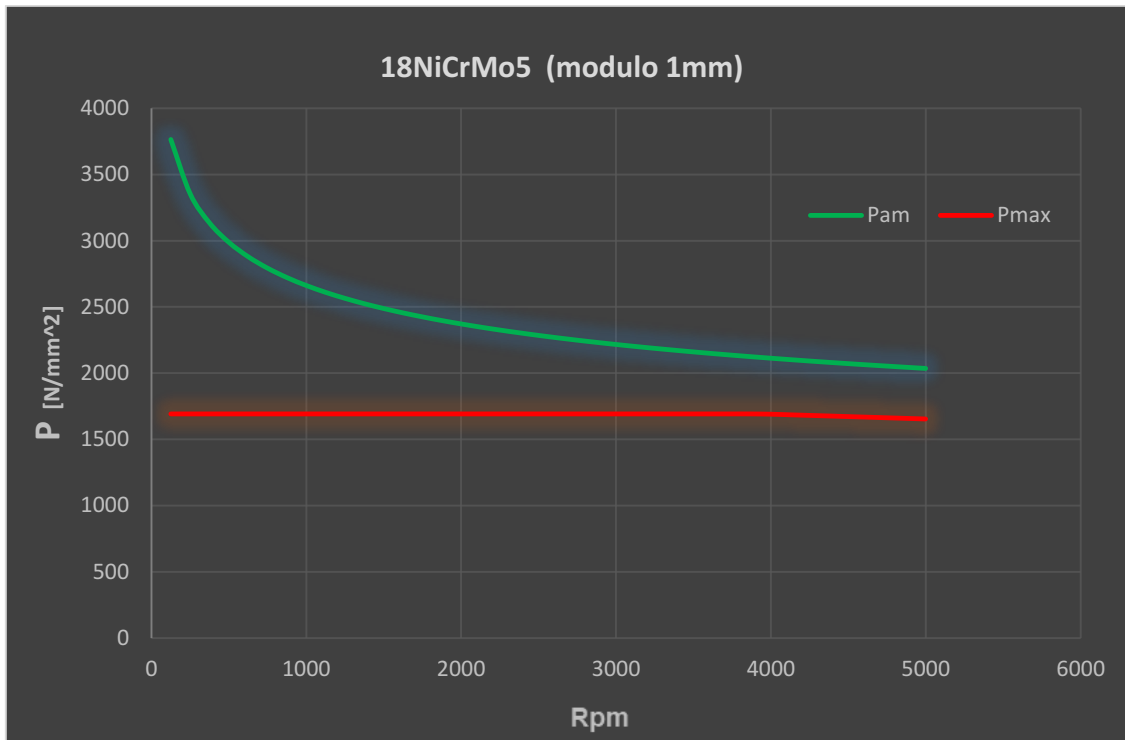


Figura 3.5

Per quanto riguarda le ruote della seconda riduzione i risultati sono riportati nella Figura 3.5, dove si vede chiaramente un netto aumento della P_{max} sul dente rispetto alla prima riduzione. Questo perchè essendoci stato un primo stadio di riduzione, lo sforzo sul dente risulta essere maggiore, con un conseguente aumento della P_{max} . Come anche nel caso dello studio del modulo, sulla seconda riduzione il numero di giri da analizzare è fino a 5000 Rpm. Il valore della P_{max} come si vede in figura si aggira intorno a 1700 MPa, mentre per quanto riguarda il valore della P_{am} , nel caso più critico come si vede in figura, si aggira intorno ai 2100 MPa. Quindi anche in questo caso è verificato che la P_{am} è maggiore della P_{max} . In fine possiamo calcolare il coefficiente di sicurezza ξ :

$$\xi = \frac{P_{am}}{P_{max}} = \frac{2100}{1700} = 1.23$$

Anche in questo caso risulta accettabile dato che non è inferiore a 1,2

In conclusione è stata verificata con successo anche la verifica a pressione con modulo $m = 1\text{mm}$. Il prossimo e ultimo passo da fare per le ruote è verificare la resistenza a flessione sul dente.

3.2 – Verifica a flessione del dente

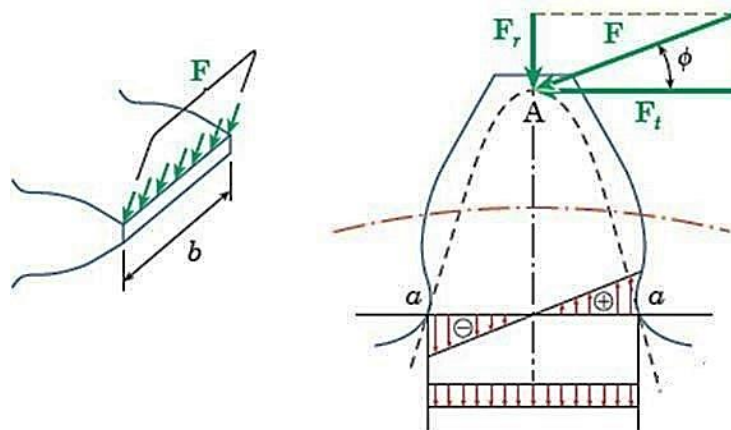


Figura 3.6

Per quanto riguarda invece la verifica a flessione, il dente viene considerato come una trave/mensola incastrata ad una sua estremità. Come si vede nella Figura 3.6, la forza totale F viene scomposta, conoscendo l'angolo di pressione, in una componente radiale F_r la quale soggetta il dente solo a compressione, ed una componente F_t , la quale genera una flessione, dove una parte della sezione risulta in compressione (simbolo \ominus sul diagramma triangolare), e l'altra in trazione (simbolo \oplus sul diagramma triangolare). La sezione fittizia tratteggiata in figura, indica la sezione di ugual resistenza del dente dal punto di applicazione della forza F_t fino alla sua base. La formulazione per calcolare quindi la tensione sviluppata dal dente (σ_f), tiene conto della sola forza F_t e della geometria del dente:

$$\sigma_f = \frac{F_t}{Y_f b m}$$

Tale parametro poi, conoscendo il materiale delle nostre ruote dentate, dovrà essere confrontato con il valore di tensione ammissibile a fatica del nostro materiale (σ_{lim}).

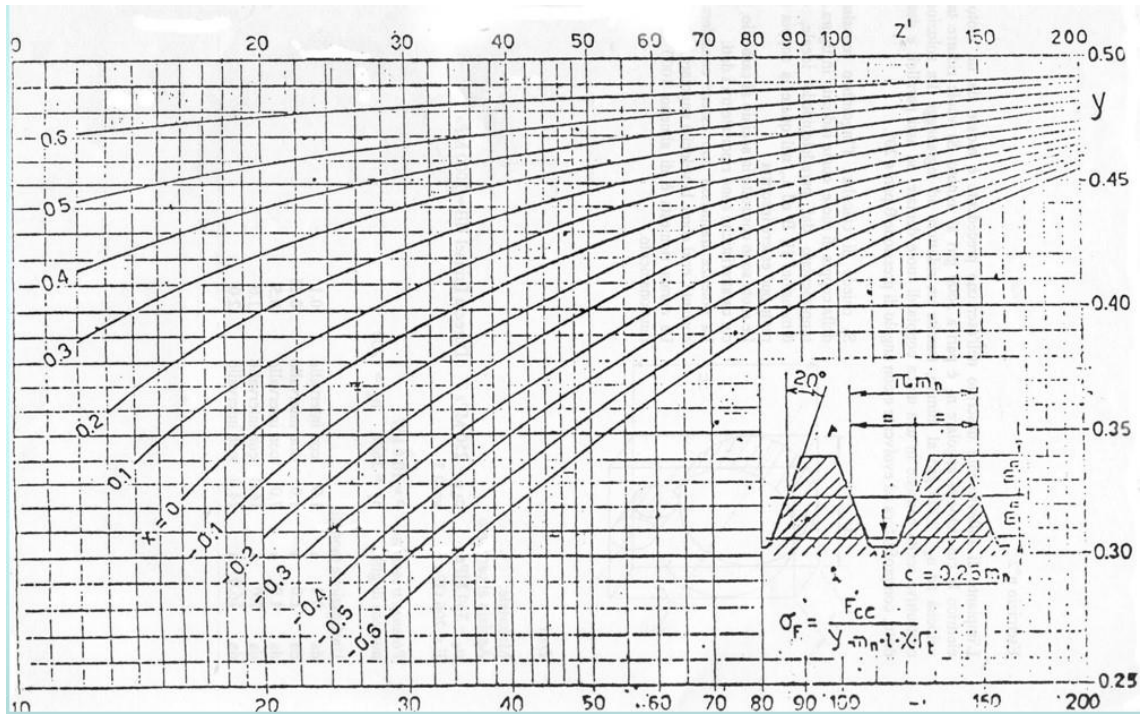


Figura 3.7

Come si vede nella figura 3.7, il valore di Y_f è legato al numero di denti della ruota di quale si sta facendo l'analisi, e dal suo fattore di correzione X . Facendo una serie di studi su un foglio di calcolo Excel, per i denti della prima coppia di ruote della nostra prima riduzione (Ruota A e S' della Figura 2.3), la tensione risulta la seguente:

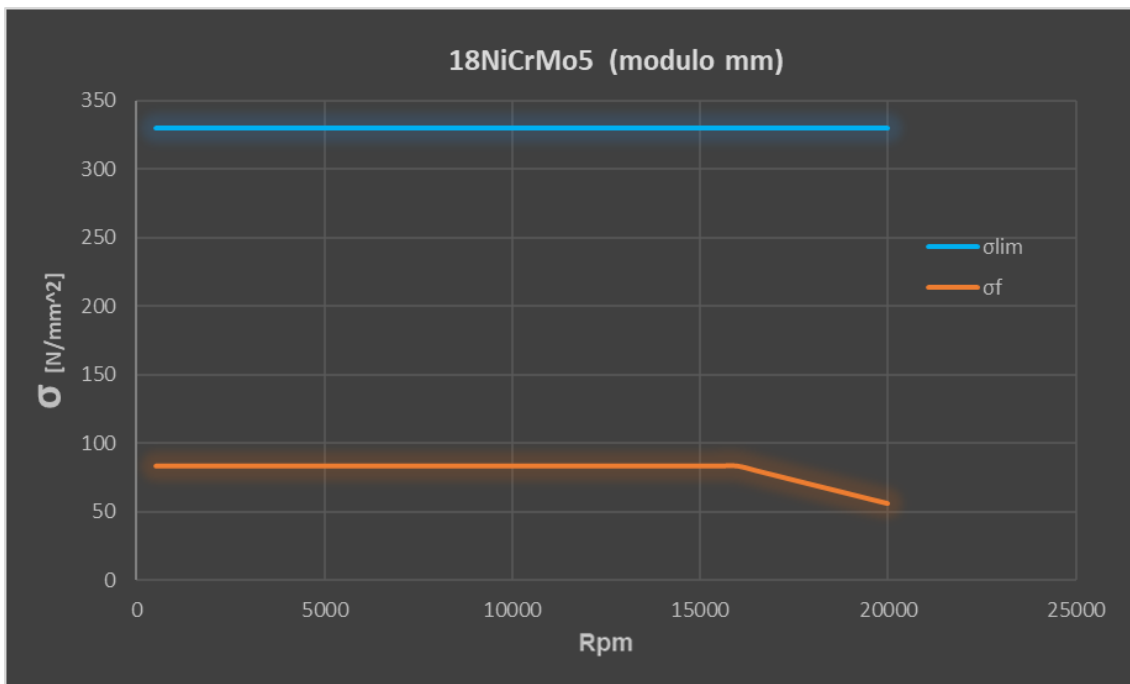


Figura 3.8

Nella Figura 3.8 si vede come è l'andamento della tensione sul dente (linea arancione) in funzione del numero di giri di rotazione. Questo andamento risulta molto simile al valore della coppia motrice del motore come si è visto nella Figura 2.2, in quanto quest'ultima è la causa principale di tale sforzo. Per quanto riguarda invece la linea blu, essa rappresenta la resistenza limite a fatica del nostro materiale (σ_{lim}). Si può ottenere dalla seguente relazione:

$$\sigma_{lim} = \sigma_{Rm} \cdot 0.3 \div 0.6$$

Dove σ_{Rm} rappresenta la tensione a rottura del materiale preso in considerazione. Tale parametro può essere visto nella scheda sottostante (Figura 3.9)

18NiCrMo5							<i>Lucefin Group</i>								
Trafilato +C 815M17 BS 970-3: 1991 Solo come riferimento.															
Sezione		Prova di trazione in longitudinale a 20 °C													
mm		R	Rp 0.2	A%	Kv	HB									
oltre	fino a	N/mm ² min	N/mm ² min	min	J min	min									
	19	1080	-	8	22	327									
Proprietà meccaniche dopo tempera, superficie cementata. Tempera 830 °C olio e distensione 200 °C aria															
Fucinato UNI 8550: 1984 Solo come riferimento.															
sezione		Prova di trazione in longitudinale e resilienza a 20 °C													
mm		R	Rp 0.2	A%	Kcu	HB									
oltre	fino a	N/mm ²	N/mm ² min	min (L)	J min (L)	per inform.									
	11	1225-1520	980	8	30	361-432									
	11	25	1030-1325	785	9	32.5	311-384								
	25	40	930-1230	735	9	32.5	278-363								
	40	100	785-1080	590	10	35	234-327								
Caratteristiche meccaniche ricavate da barrotto di riferimento sottoposto a tempera di nucleo e disteso															
L = longitudinale															
UNI 7846:1978 Valori di temprabilità Jominy in HRC grandezza grano 5 minimo															
distanza dall'estremità temprata in mm															
	1.5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50
min	39	38	36	34	31	29	27	25.5	23	21	20.5	20	-	-	-
max	49	48.5	48	46.5	45	43.5	41	40	37	35.5	34.5	33.5	33	32.5	32
Espansione Termica		10 ⁻⁶ · K ⁻¹													
Modulo Elastico long.		GPa 240													
Modulo Elastico tang.		GPa 96													
Calore Specifico		J/(Kg·K) 460													
Conducibilità Termica		W/(m·K) 41													
Massa Volumica		Kg/dm ³ 7.85													
Resistività Elettrica		Ohm·mm ² /m 0.16													
Conduttività Elettrica		Siemens·m/mm ² 6.25													
°C		20													
EUROPA	ITALIA	SPAGNA	GERMANIA	FRANCIA	UK	SVEZIA	USA								
EN	UNI	UNE	DIN	AFNOR	B.S.	SS	AISI/SAE								
17NiCrMo6-4	18NiCrMo5	-	-	18NCD6	815M17	2523	4317								

Figura 3.9

Vedendo dalla Figura 3.8 l'andamento della tensione sui denti rispetto alla tensione limite ammissibile, risulta che rientri più che bene nella fascia di sicurezza, verificabile in oltre con un coefficiente di sicurezza ε :

$$\varepsilon = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_f}$$

E vedendo dal grafico la $\sigma_{fmax} = 90\text{MPa}$, mentre la $\sigma_{lim} = 330\text{MPa}$, perciò:

$$\varepsilon = \frac{330}{90} = 3.6$$

Per quanto riguarda invece la seconda coppia di riduzione, la tensione che si ha sui denti ha il seguente andamento:

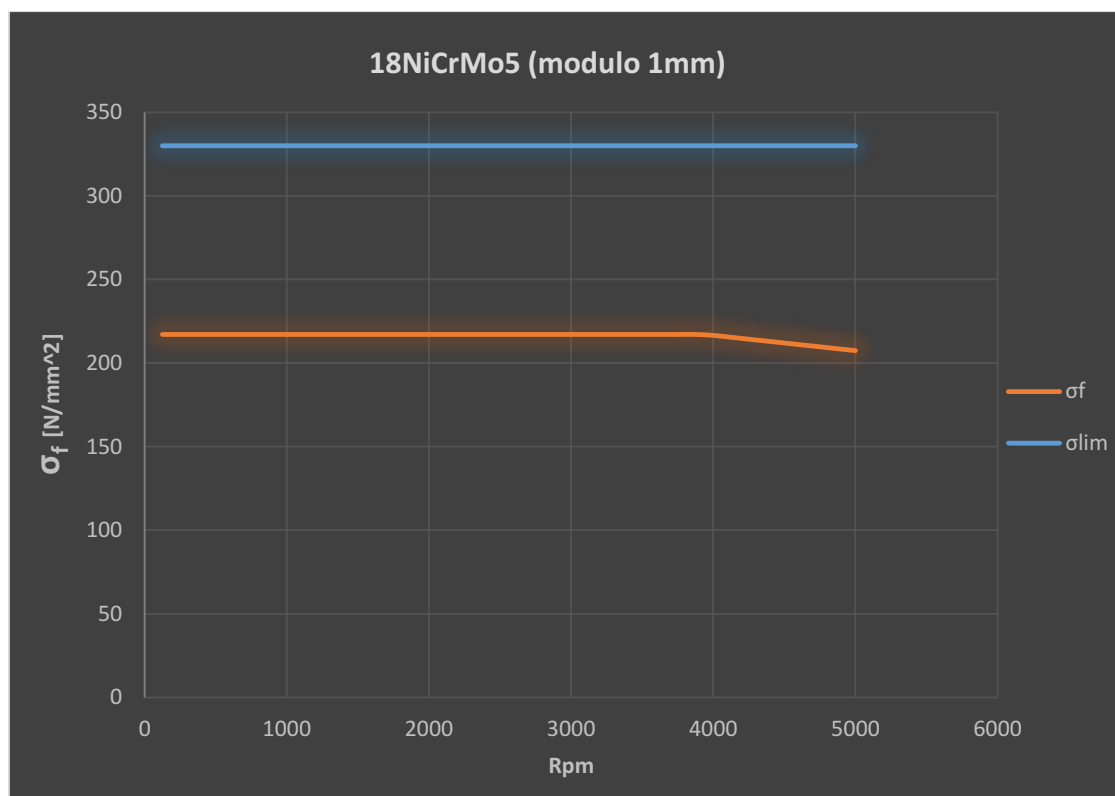


Figura 3.10

Il range di questo grafico, sempre a causa della prima riduzione τ' che era pari a 4, arriva fino a 5000 Rpm. Non a caso poi, la tensione di conseguenza a questo primo rapporto di riduzione, rispetto alla tensione sui denti delle ruote della prima riduzione, risulta molto più alta, in quanto si è avuto un aumento notevole di coppia dalla prima riduzione, nonché di forza. Dalla Figura 3.10 si vede che la $\sigma_{fmax} = 220\text{MPa}$, mentre la $\sigma_{lim} = 330\text{MPa}$, ovvero è rimasta invariata perché si è tenuto conto sempre dello stesso materiale. Anche in questo caso è possibile calcolare il coefficiente di sicurezza ε :

$$\varepsilon = \frac{330}{220} = 1.5$$

Dato che in tutte e due i casi le ε risultano maggiori di 1 la verifica può essere ritenuta riuscita.

Come verifica finale si è stata fatta anche una simulazione ed analisi ai elementi finiti (analisi FEM) grazie all'aiuto di un software 3D, il quale ci ha fornito i seguenti risultati:

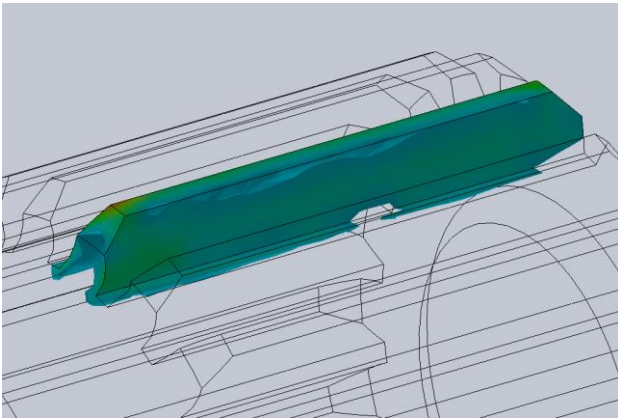


Figura 3.11

Nella Figura 3.11 si può vedere la tensione sul dente del pignone, ovvero della ruota A.

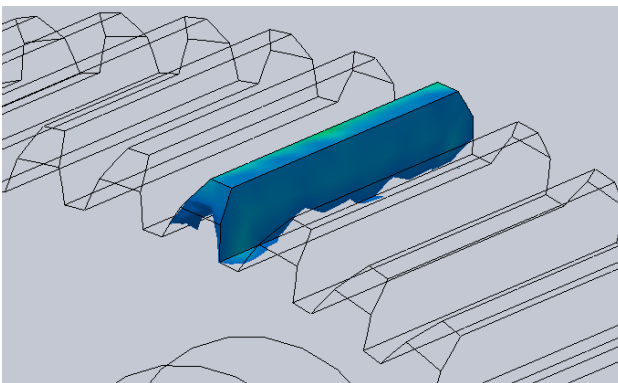


Figura 3.12

Nella Figura 3.12 si può vedere la tensione sul dente del satellite S' che ingrana con il pignone, (prima riduzione).

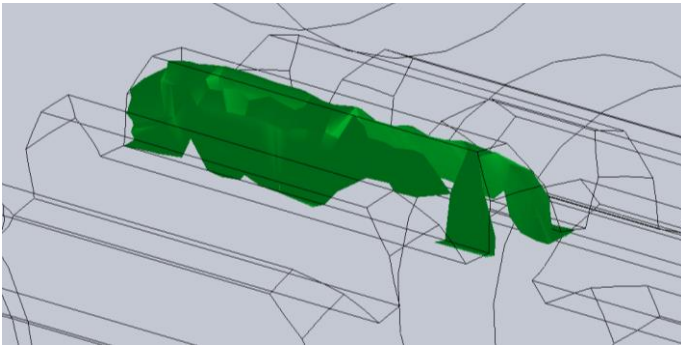


Figura 3.13

Nella Figura 3.13 si può vedere la tensione sul dente del satellite S'' che ingrana con il solare B, (Seconda riduzione).

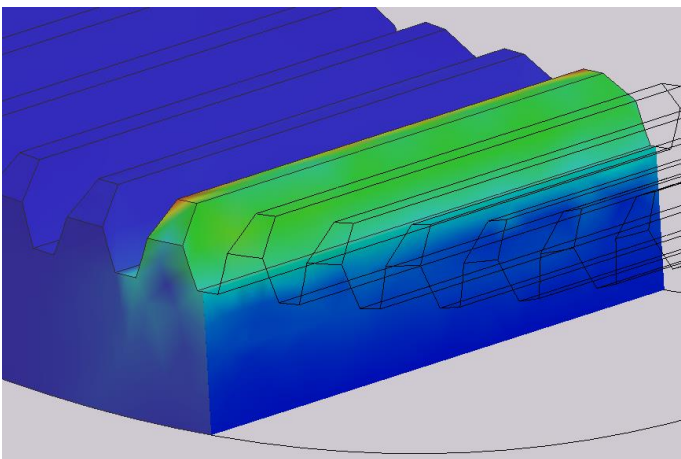


Figura 3.14

Nella Figura 3.14 si può vedere la tensione sul dente del solare B.

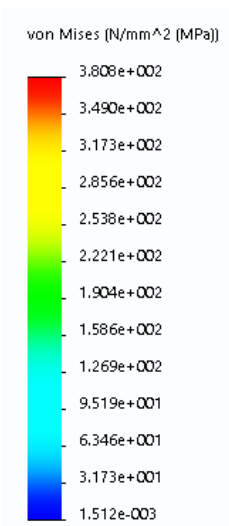
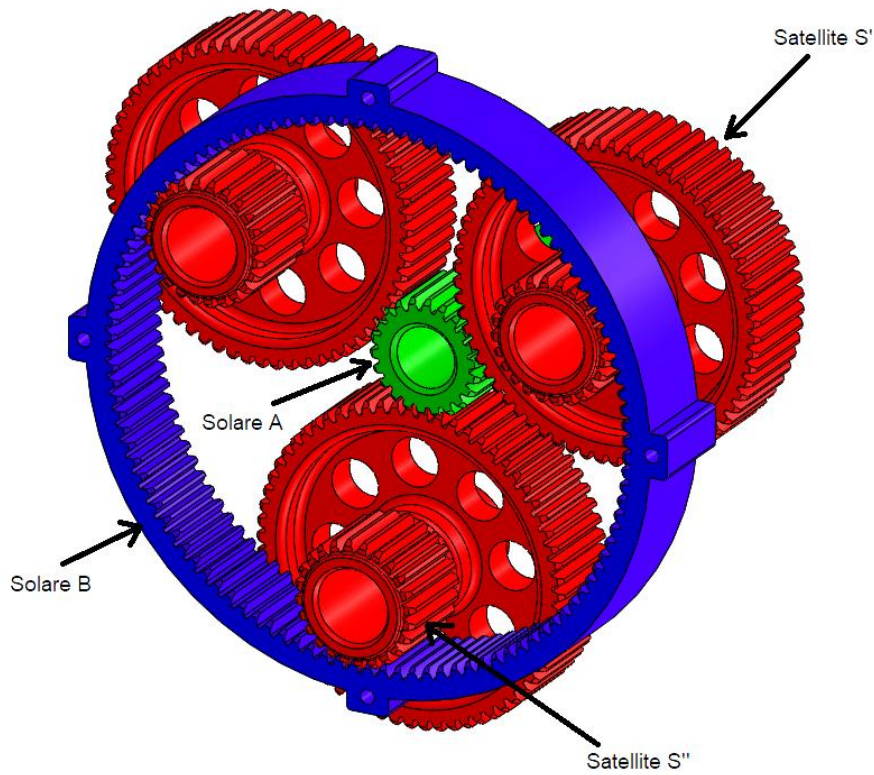


Figura 3.15

Nella Figura 3.15 invece vengono riportati i valori numerici in MPa delle tensioni con una scala di colori riconducibili alle immagini precedenti

Quindi in conclusione, basandoci sui valori ottenuti dall'analisi FEM, si può ritenere che i valori ottenuti dall'analisi eseguiti sul foglio di calcolo Excel convergono molto bene con i valori ottenuti con il simulatore.



Interasse = 43 mm	Pignone (Solare A)	
	Z	22
	m	1 mm
	D_p	22 mm
	α	20°
	b	19 mm
Interasse = 43 mm	Satellite S'	
	Z	64
	m	1 mm
	D_p	64 mm
	α	20°
	b	19 mm
Interasse = 43 mm	Satellite S''	
	Z	24
	m	1 mm
	D_p	24 mm
	α	20°
	b	19 mm
Interasse = 43 mm	Corona (Solare B)	
	Z	110
	m	1 mm
	D_p	110 mm
	α	20°
	b	19 mm

Figura 3.16

4 – Studio pignone con fissaggio a motore

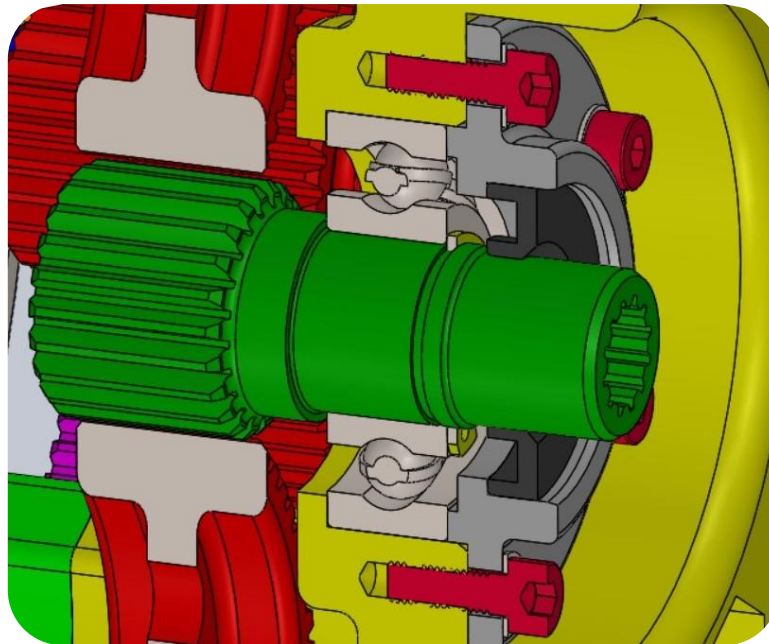


Figura 4.1

Come si vede dalla figura 4.1, il pignone A verrà supportato da un cuscinetto a sfere, il quale sarà bloccato e fisso con il carter giallo. Invece per bloccare il loro movimento assiale, si crea una gola sul corpo del pignone dove andrà alloggiato un anello seeger. Come ultima parte sul gambo del pignone si inserisce un paraolio il quale ha due compiti fondamentali. Il primo è di proteggere da polvere e sporcizie gli elementi interni, mentre come secondo compito è non far uscire il liquido lubrificante presente all'interno del riduttore. Sulla faccia finale del gambo del pignone è riportato un foro con mille righe, sul quale andrà calettato l'albero del nostro motore elettrico, anche esso mille righe (Figura 4.2).

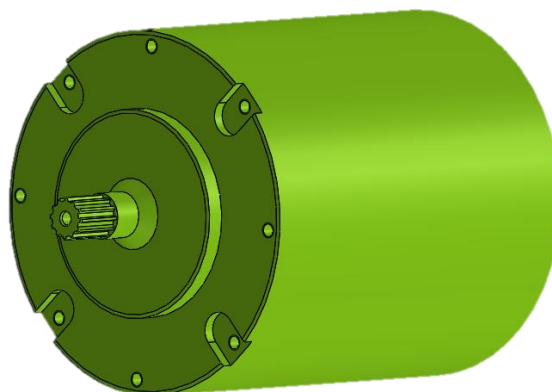


Figura 4.2

Per quanto riguarda lo studio della sezione del gambo bisogna prima fare un'accortezza sulle forze che si scambiano il pignone con i tre satelliti.

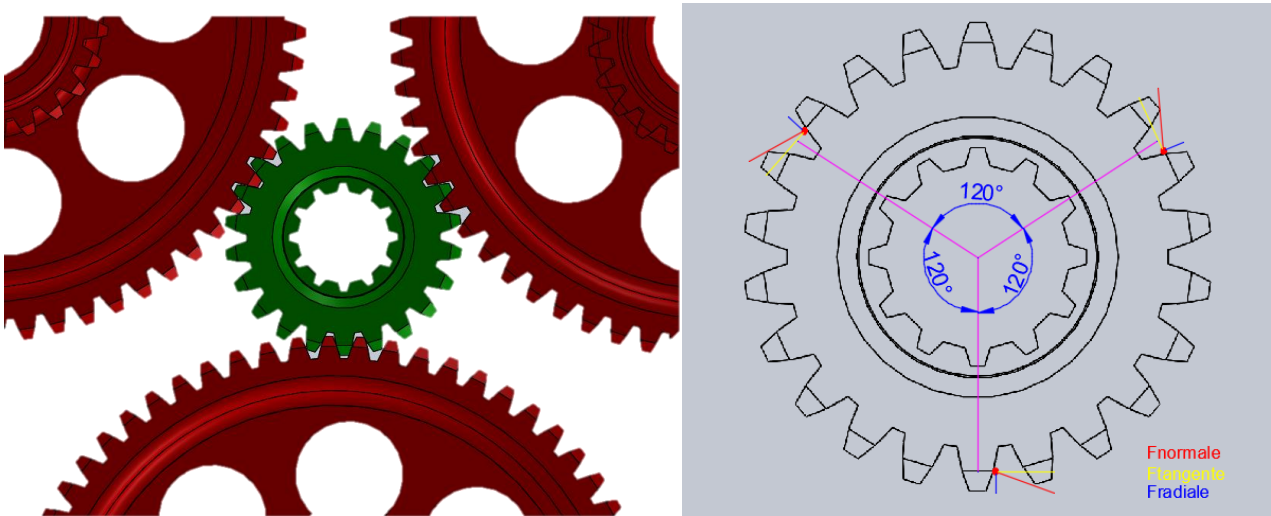


Figura 4.3

Come si vede dalla figura 4.3 i punti di contatto sul nostro pignone sono tre, dato che i satelliti sono dello stesso numero. In oltre la loro disposizione è a 120° , perciò anche i punti di contatto dove verranno scambiate le forze avranno la stessa spaziatura angolare. Attraverso uno studio geometrico delle forze considerate, ovvero sia la forza F_{radiale} e $F_{\text{tangenziale}}$, Tutte e due derivanti dalla forza F_{normale} , plottandole su un sistema X e Y si ottengono i seguenti risultati:

$$F_{xtot} = \frac{F_t}{3} (1 - 2 \cdot \cos 60^\circ)$$

$$F_{ytot} = \frac{F_r}{3} (2 \cdot \sin 30^\circ - 1)$$

Tali espressione, grazie alla configurazione geometrica delle ruote, si annullano grazie al termine dentro le parentesi. In conclusione, essendo sia F_x che F_y uguali e 0, il gambo del nostro pignone non risulterà soggetto a flessione, ma a sola torsione pura, corrispondente al valore della coppia del motore. Piccola nota sul cuscinetto, dato che non si è soggetti a flessioni esso non subisce forze da assorbire e il suo scopo oltre che a impedire il movimento del pignone, garantisce, in caso di rotture di uno dei satelliti, la salvaguardia del motore, in modo che non assorba forti carichi istantanei e dannosi ad esso.

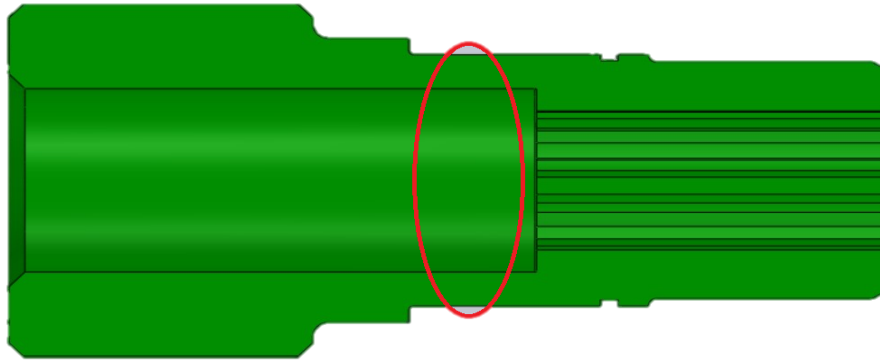


Figura 4.4

Dalla Figura 4.4 si può vedere che la sezione più debole del gambo del pignone è quella cerchiata di rosso, e che verrà verificata a fatica con un coefficiente χ grazie alla seguente relazione:

$$\chi = \frac{b_1 b_2 \sigma_{lim}}{\sqrt{(\sigma_m + K_t \sigma_a)^2 + 4(\tau_m + K_{ts} \tau_a)^2} - \left(1 - \frac{b_1 b_2 \sigma_{lim}}{\sigma_s}\right) \sigma_m}$$

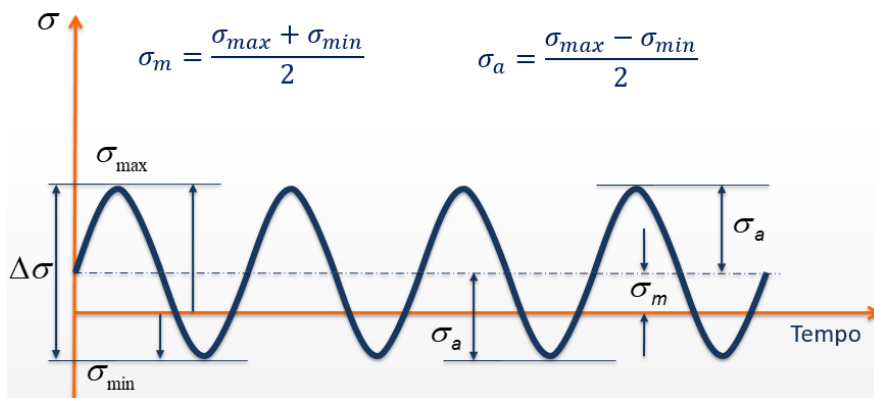
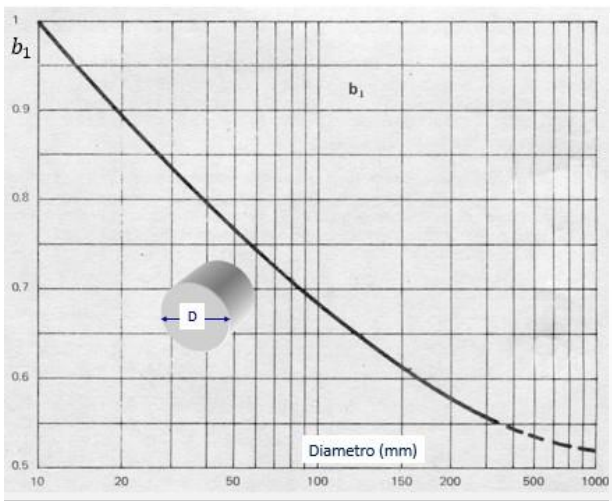
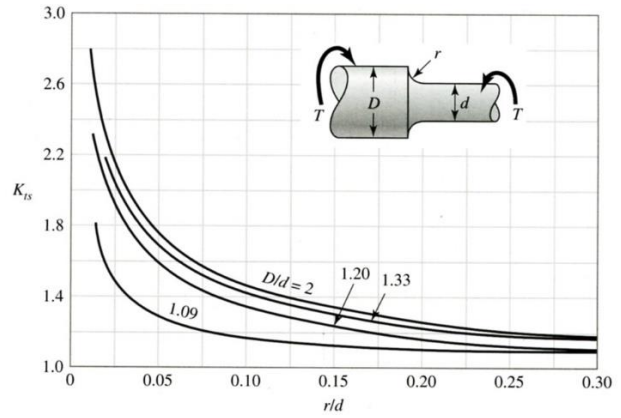
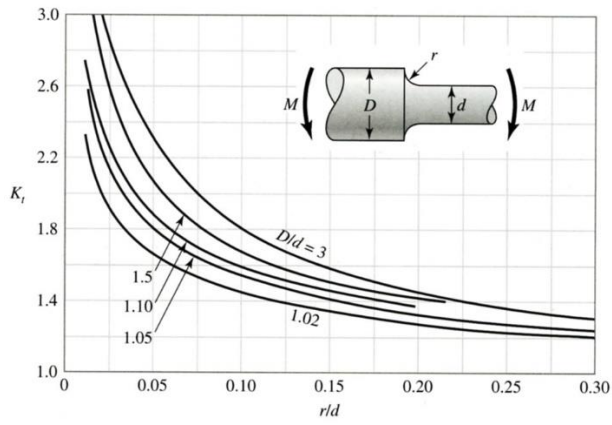


Figura 4.5

Come si vede in Figura 4.4, le σ_m e σ_a sono rispettivamente la media delle tensioni normali e l'ampiezza della tensione rispetto alla media nella parte superiore e inferiore e sono date dalle relazioni presenti sulla figura. Stesso discorso vale per le tensioni tangenziali τ_m e τ_a . La σ_{lim} invece rappresenta il valore limite a fatica della tensione che il materiale può sopportare, come si è visto anche nello studio della flessione sul dente. I valori b_1 , b_2 , K_t , K_{ts} sono legati al tipo di materiale e soprattutto alla geometria del componente (come si può vedere dal blocco Figure 4.5)



- a = lucidatura fine
- b = lucidatura media
- c = rettifica fine
- d = rettifica media
- e = sgrossatura buona
- f = sgrossatura normale
- g = grezzo di laminazione
- h = con corrosione in acqua dolce
- i = con corrosione in acqua di mare

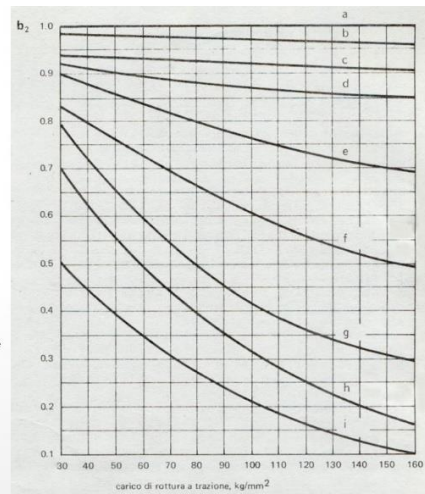


Figura 4.6

Essendo nel nostro caso solo la torsione pura le tensioni normali σ_m e σ_a si annullano. Invece per quanto riguarda le tensioni tangenziali, siccome il flusso retrogrado è stato considerato nullo dato che il nostro motore non oppone resistenza quando il flusso di potenza si inverte, la tensione τ_{min} risulta nulla, e di conseguenza $\tau_m = \tau_a = \tau$, e sono esprimibili per mezzo della relazione:

$$\tau = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{2M_t}{\pi(D - d) \left[\left(\frac{D - d}{2} \right) + d \right]^2}$$

Conoscendo il diametro $D=17\text{mm}$ e $d=12.4\text{mm}$ e il momento torcente del motore ($M_t=21\text{Nm}$) la tensione tangenziale $\tau=13.45\text{ MPa}$. Ora che si conosce la τ si può ritornare alla verifica a fatica grazie al coefficiente χ , il quale ci fornisce il valore del coefficiente di sicurezza a fatica grazie all'espressione vista in precedenza. Ora sostituendo tutti i valori si ha che $\chi=3,1$. dato che χ non deve essere sempre ≥ 1 il risultato risulta accettabile. Si è fatta anche un'analisi FEM il quale ha prodotto i risultati nella Figura 4.6.

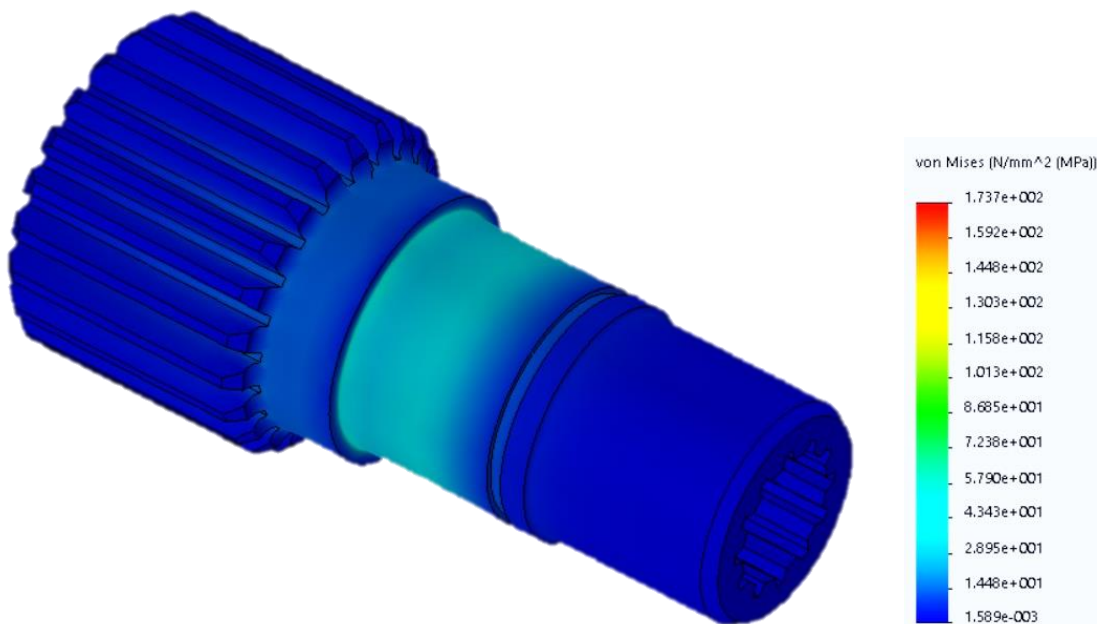


Figura 4.7

Come si vede dalla simulazione la tensione converge alla τ_{max} ricavata prima, dove risulta il doppio della τ , e ci avviciniamo intorno hai 30MPa.

5 – Giunzione dei due satelliti

Dato che i due satelliti devono essere coassiali e rigidi tra di loro visto che tutti e due devono avere la stessa velocità angolare e la stessa coppia, si è pensati all'inizio di farli separati per poi unirli per mezzo di una linguetta, ma dato che dal punto di vista costruttivo era troppo impegnativo si è pensato di farli come un corpo unico come si vede in Figura 5.1

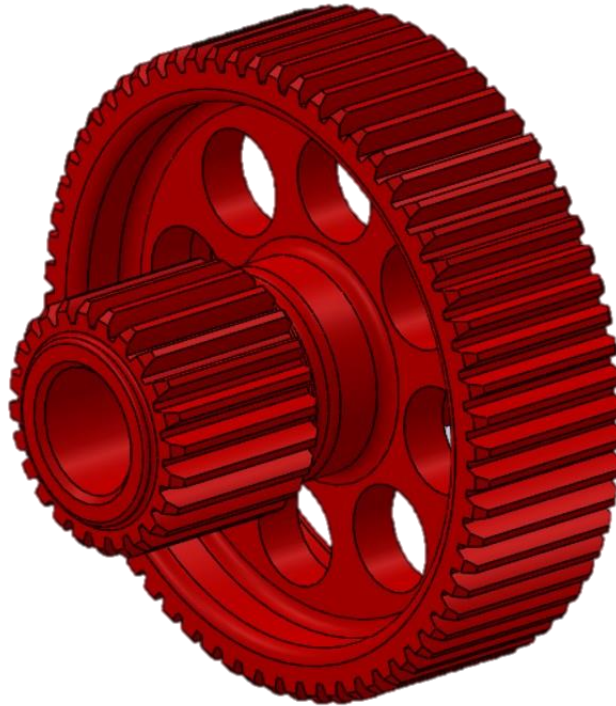


Figura 5.1

dato che nella sua parte interna verrà alloggiato un perno (PIN) con i rispettivi cuscinetti, la sezione minima di resistenza andrà verificata nella stessa medesima maniera di come è stato verificato il gambo del pignone.

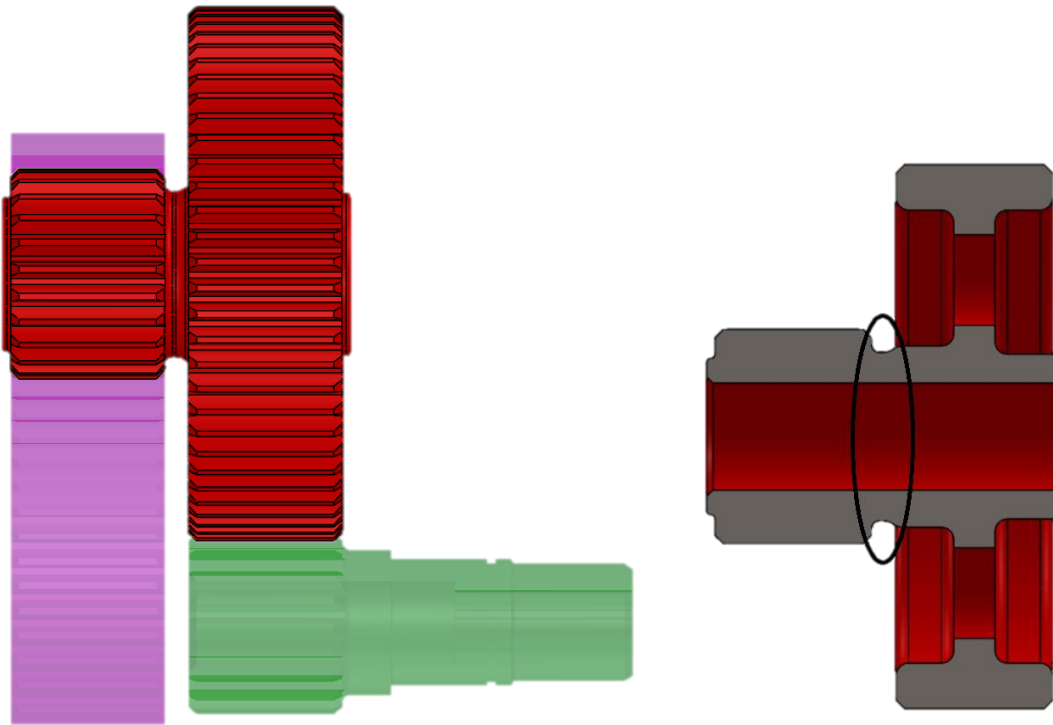


Figura 5.2

Dalla Figura 5.1 si vede che la sezione minima resistente è quella cerchiata in nero, alla quale se si fanno le verifiche viste in precedenza si vede e considerando il flusso retrogrado nullo si ottiene una $\tau = 10 \text{ Mpa}$, con un coefficiente di sicurezza a fatica $\chi=3.6$, quindi i valori sono più che accettabili. Anche dall'analisi FEM con il simulatore come si vede nella Figura 5.3 i risultati convergono bene e risultano accettabili.

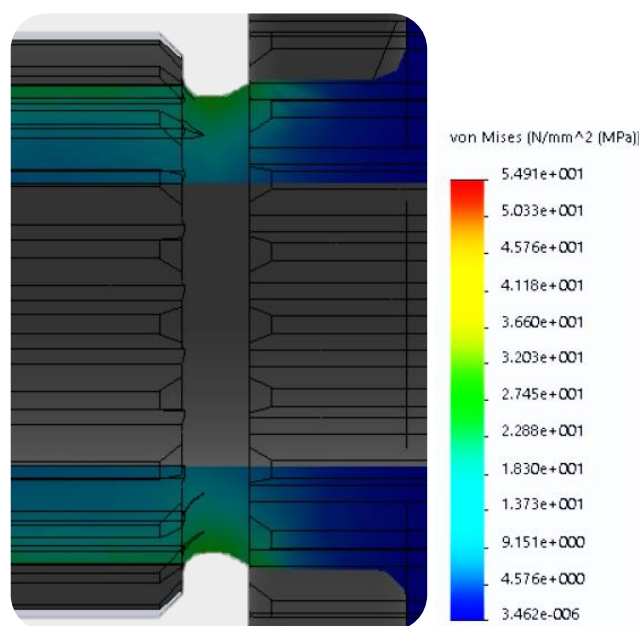


Figura 5.3

5.1 – Perno (PIN) supporto satelliti

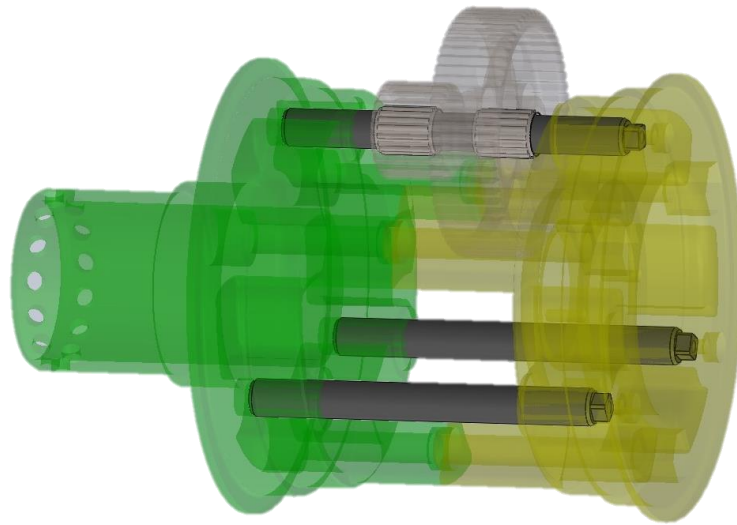


Figura 5.4

Per far modo si di sorreggere i satelliti, si interpongono dei perni (PIN), i quali vengono appoggiati sui due semicarterm (dalla figura i due carterm sono rispettivamente quello verde e quello giallo). Tra il PIN e i satelliti vengono interposte due gabbie a rulli per far modo si di ridurre strisciamenti ed usura dei due componenti.

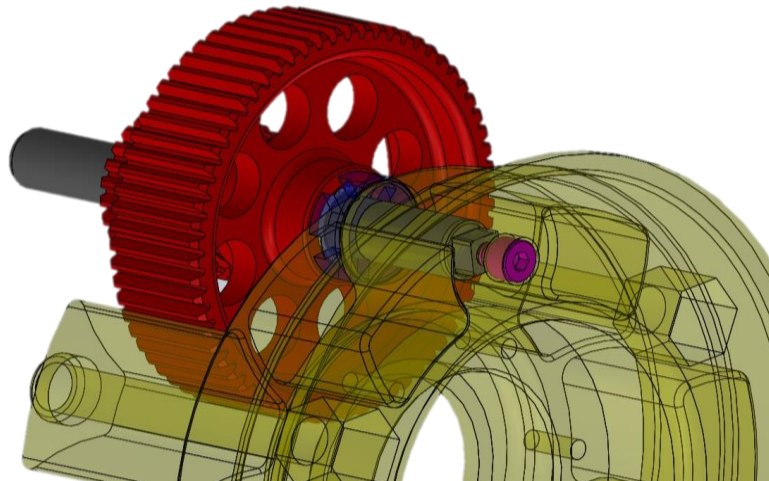


Figura 5.5

Dalla Figura 5.5 si può notare come sia stato impedito al PIN di ruotare, ovvero si è predisposta una base quadrata sul PIN e il suo negativo sul carterm. In oltre per l'impedimento di eventuali scorrimenti assiali si è pensato di mettere una vite con esagono incassato, la quale andrà calettata sul carterm e si accoppierà con il foro filettato realizzato sul PIN.

Per andare a dimensionare il nostro PIN abbiamo studiato l'intensità e la geometria delle forze che i satelliti scaricano sulle gabbie a rulli posti al loro interno, le quali poi di conseguenza le trasmettono al PIN.

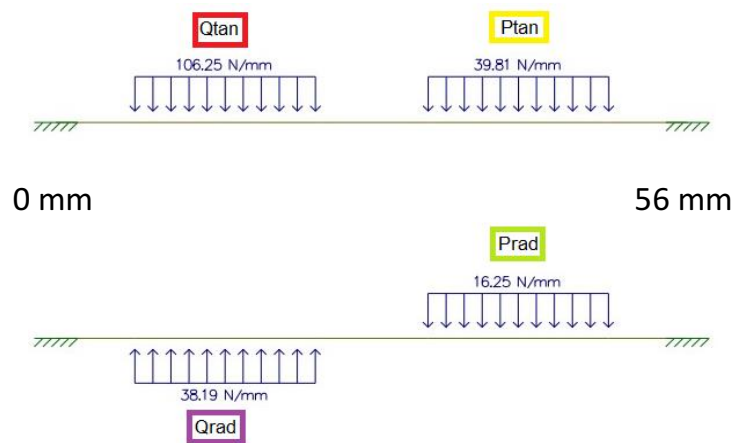
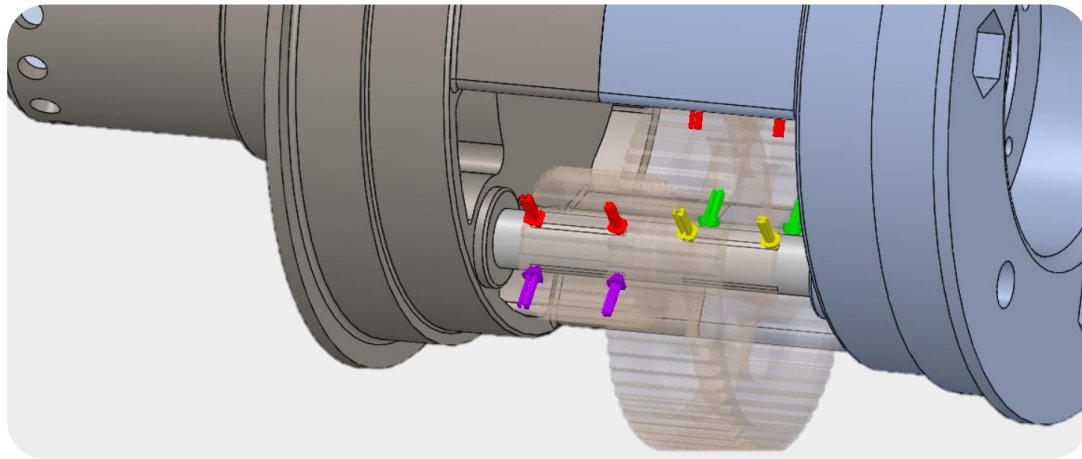


Figura 5.6

Dalla Figura 5.3 si vedono chiaramente come si trasmettono i sforzi dalle ruote al PIN, le quali estremità possono essere considerate come un incastro dato che sono inseriti all'interno dei due semicartermi, impedendo così traslazioni e rotazioni. Una nota importante sui sforzi radiali è che oltre a essere stata considerata quella derivante dai denti, dato che i satelliti non ruotano solo ma traslano anche di un moto rotatorio, si è stata considerata anche il contributo alla forza centripeta (F_c), legata alla massa e alla velocità di traslazione dei satelliti dalla seguente relazione:

$$F_c = M_{\text{satelliti}} \cdot \frac{V_{\text{traslazione}}^2}{I}$$

Dove I indica l'interasse tra satelliti e pignone. Tale contributo poi si sovrappone con le forze radiali visto che è diretto in tale direzione. Usufruendo del foglio di calcolo Excel si sono tirati fuori i risultati delle tensioni presenti sul nostro PIN:

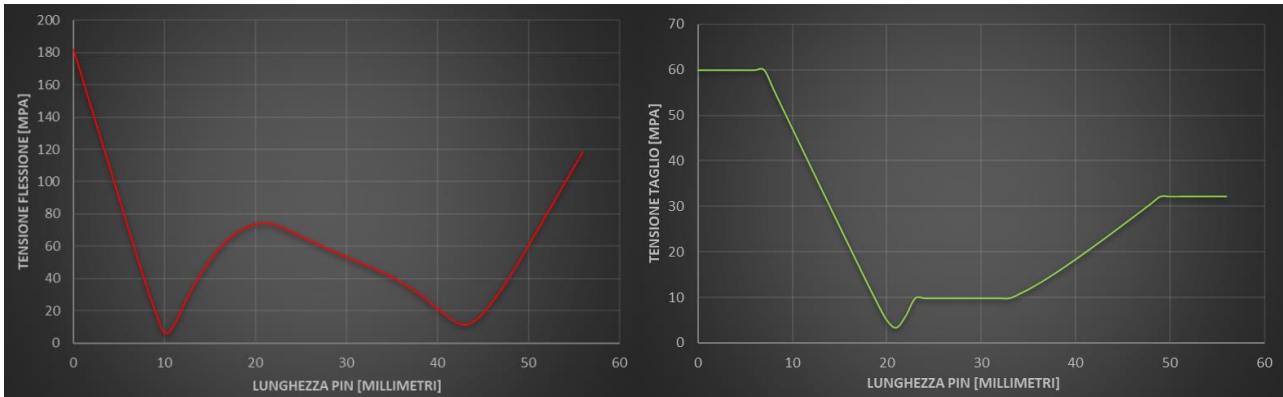


Figura 5.7

Sulla Figura 5.7 è rappresentato il valore della tensione di flessione (grafico rosso) dovuta ai momenti flettenti, e il valore delle tensioni di taglio (grafico verde) dovuta alle forze agenti sul PIN. Sull'asse delle ascisse invece è riportata la coordinata di dove si trova tale sforzo, ovvero partendo dalla lunghezza 0mm fino ad arrivare alla lunghezza di 56mm (come riportato nella Figura 5.6). Una volta ricavate le tensioni si procede alla verifica a fatica:

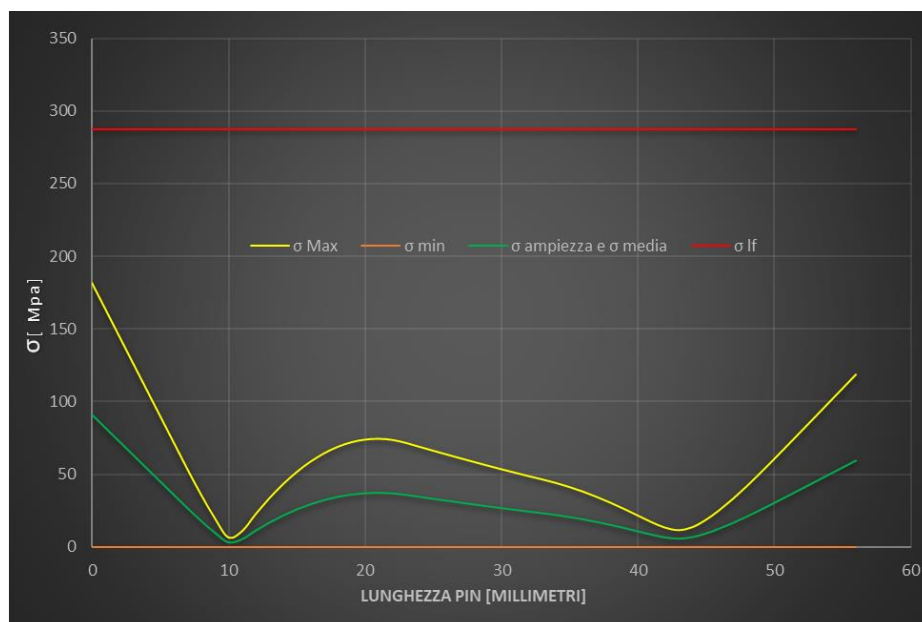


Figura 5.8

Sempre considerando che il flusso retrogrado sia nullo (ciò impone che la nostra $\sigma_{\min}=0$), la σ_{ampiezza} e la σ_{media} risulteranno uguali come si vede dalla Figura 5.8, mentre la σ_{\max} coincide con la tensione di flessione (vista nella Figura 5.7). in conclusione il coefficiente di sicurezza a fatica χ si ottiene nella stessa medesima maniera vista nei casi precedenti, e conoscendo $D=10\text{mm}$ e $d=6\text{mm}$, dato che il nostro PIN è a sezione circolare cava, $\chi=2$ nel punto più sollecitato, ovvero nella coordinata 0mm.

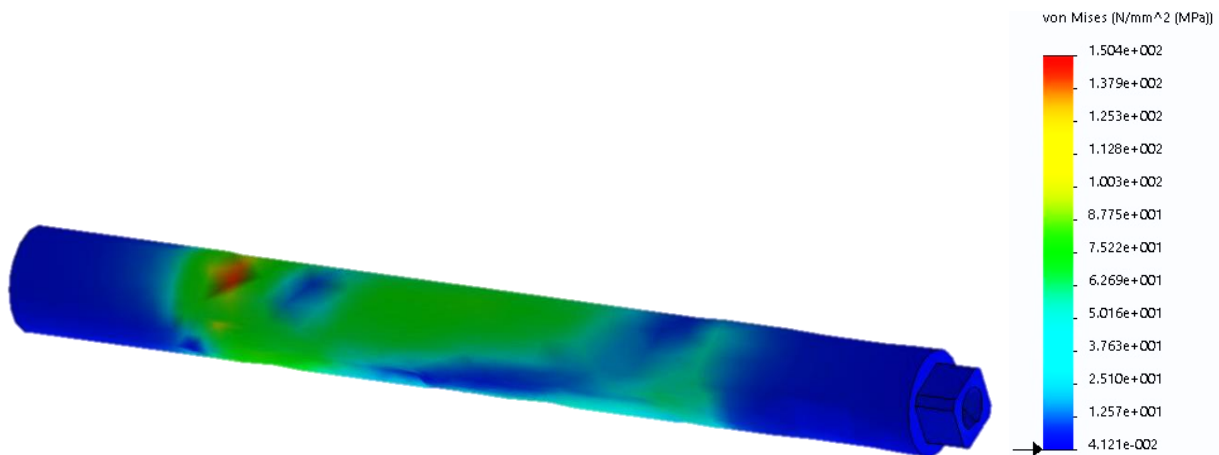


Figura 5.9 (analisi simulativa FEM)

Un'ultima verifica importante del PIN sono le deformazioni, le quali dato la complessità di studio si è fatto riferimento ad un simulatore che ci ha fatto ottenere il seguente risultato:

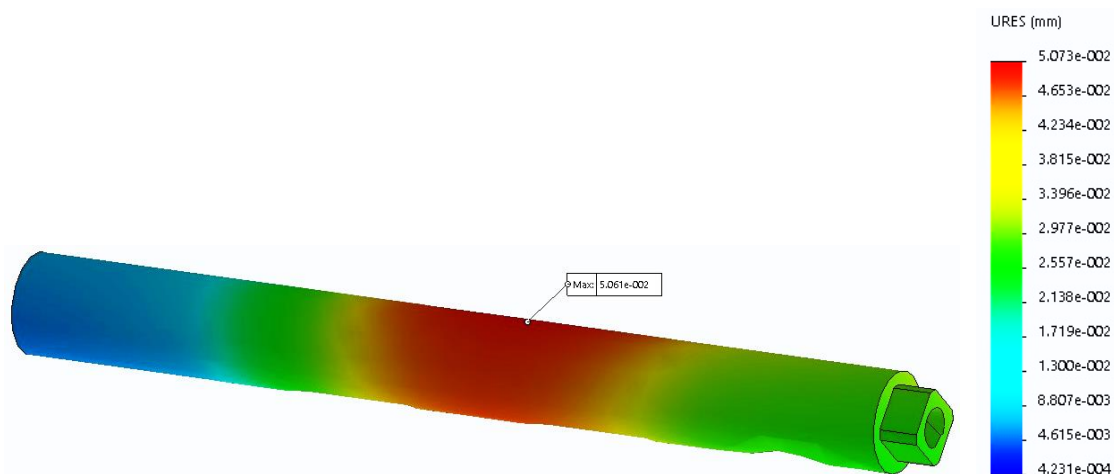


Figura 5.10

Dato che dall'analisi lo spostamento più critico risulta al centro e la sua entità $\Delta_s=0.05\text{mm}$, esso risulta accettabile visto che con tale deformazione non si subiscono interferenze delle ruote dentate durante il loro ingranamento, evitando così eccessivi sforzi.

6 – Fissaggio corona dentata (Solare B)

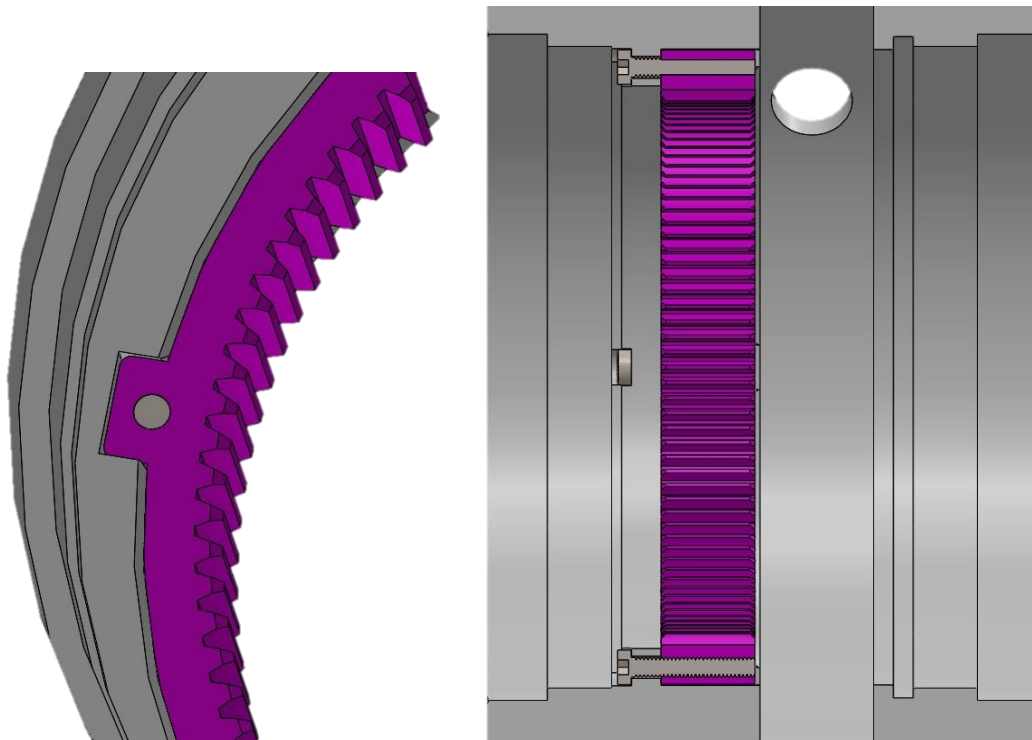


Figura 6.1

Come si vede dalla Figura 6.1, la corona dentata verrà bloccata all'interno del portamozzo usando dei risalti di sezione rettangolare che vengono realizzati sulla corona stessa, mentre il bloccaggio assiale verrà fatto per mezzo di viti M4 12.9 di classe resistenza. Per la scelta del numero di viti si è considerato che esse lavorino puramente a taglio in caso di piccoli disallineamenti della corona dentata e si è fatto l'uso della seguente espressione:

$$N_{viti} = \frac{4\sqrt{3}FC}{3\sigma_{sv}S_r}$$

Dove C è un opportuno coefficiente di sicurezza, S_r è la sezione resistente della vite e σ_{sv} è la tensione di snervamento della vite. Il risultato finale del numero di viti è pari a 4 dove sono state verificate anche dal simulatore (Figura 6.2).

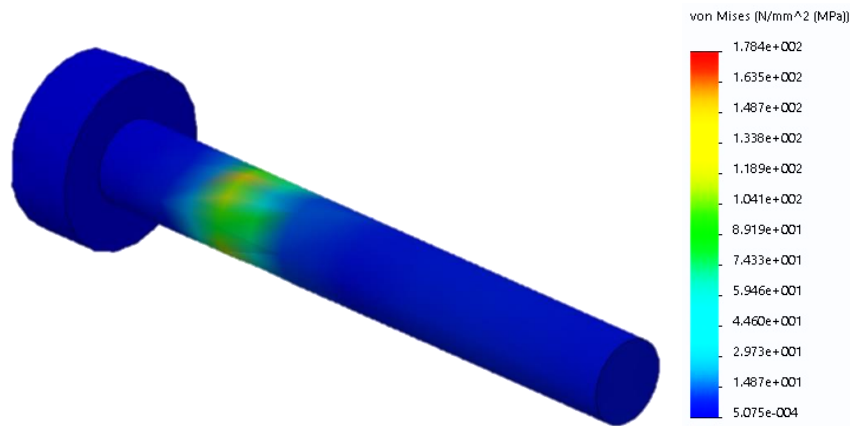


Figura 6.2

Per analizzare la sezione del nostro risalto sulla corona abbiamo utilizzato il simulatore fornendoci il seguente risultato:

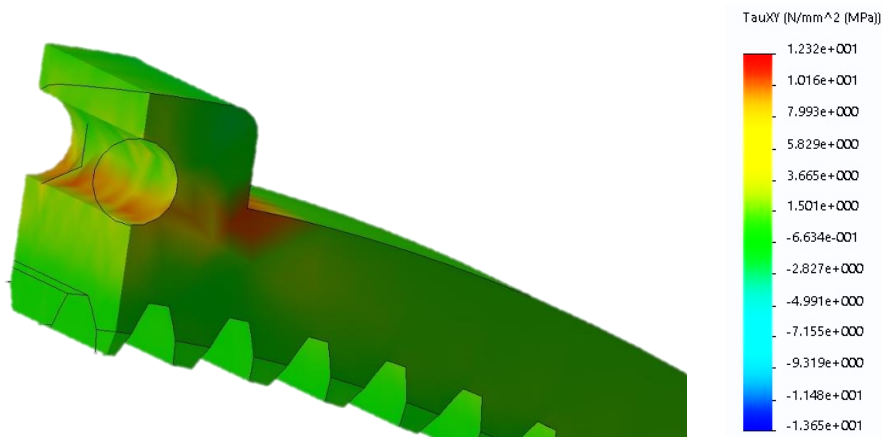


Figura 6.3

Dato che la sezione sarà soggetta principalmente a taglio i risultati del simulatore seguono molto bene la relazione matematica delle tensioni tangenziali τ :

$$\tau = \frac{F_t}{bL}$$

E considerando che la larghezza è pari alla larghezza della corona dentata (19mm) e che la base è pari a 6mm (escluso il diametro del foro per la vite), con una forza $F_t=1240N$ (forza già divisa per 4 dato che i risalti sono di quel numero come le viti), la tensione tangenziale $\tau=10.89Mpa$, valore pressochè uguale a quello fornito dall'analisi FEM.

7 – Cuscinetti di banco e gabbie a rulli

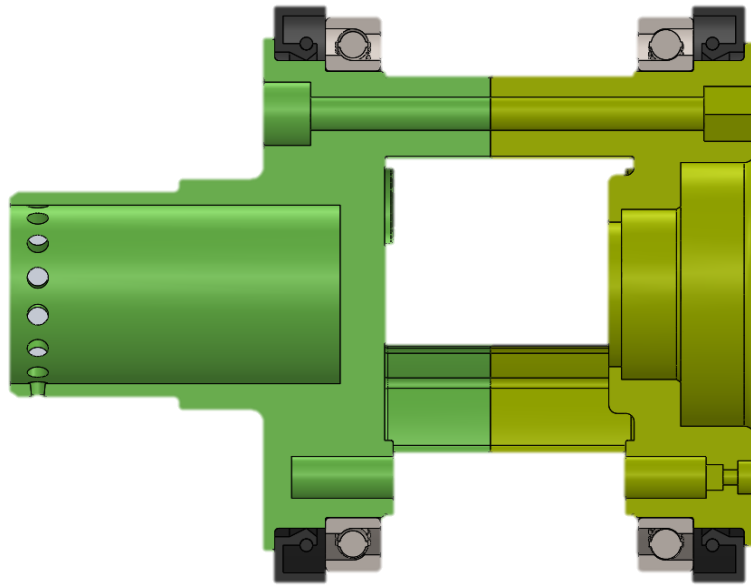


Figura 7.1

I cuscinetti di banco sono una parte molto fondamentale del nostro motoriduttore, in quanto essi sorreggono tutta la struttura. Come si vede dalla Figura 7.1, verranno utilizzati dei cuscinetti a sfere con disposizione ad O. per il loro dimensionamento si fa prima ricorso alle forze che dovranno sopportare seguendo lo schema nella Figura 7.2:

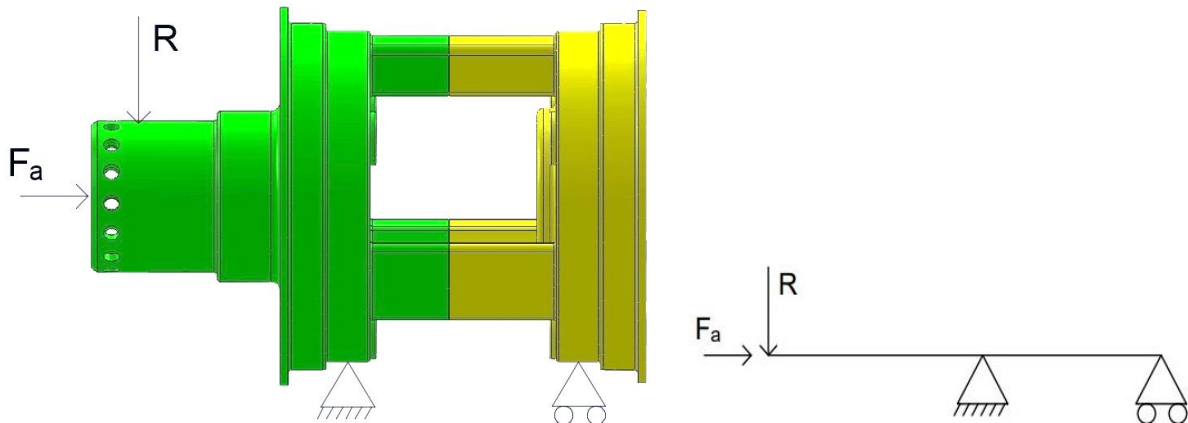


Figura 7.2

Il carico assiale F_a è generato quando la macchina percorre una curva dato che la forza centripeta si scarica sulle ruote per mezzo dell'attrito tra pneumatico e asfalto. Perciò considerando la massa della macchina e il coefficiente di attrito statico μ , si ha che:

$$F_a = mg\mu$$

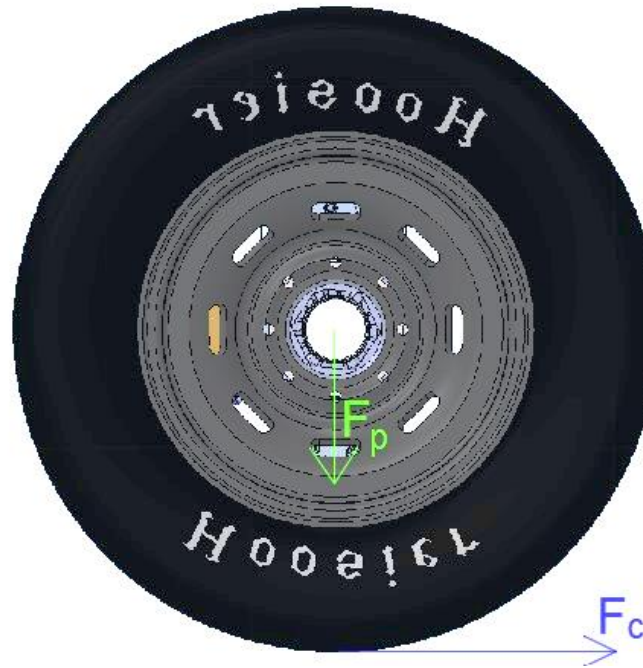


Figura 7.3

Invece la forza R è la sommatoria di due contributi radiali. Uno è dovuto grazie alla forza peso F_p che si scarica sulla ruota, mentre la componente F_c è dovuta dalla coppia motrice che si scarica tra ruota e asfalto per mezzo dell'attrito, (Figura 7.3). come si vede dalla Figura 7.2, risulta ovvio che il cuscinetto più sollecitato è quello di sinistra (sulla figura rappresentato come una cerniera), e per il dimensionamento è necessario conoscere il coefficiente di carico dinamico C che segue la seguente espressione:

$$C = P(L_{10})^{\frac{1}{k}}$$

Il coefficiente k è legato al tipo di cuscinetto che si vuole impiegare, ad esempio per i cuscinetti a rulli vale 3,33 mentre per quelli a sfere vale 3. Il valore P indica il valore del carico dinamico equivalente che si scarica sul cuscinetto, ed avendo scelto una configurazione ad O , l'espressione che assume P è:

$$P = F_r + 0.55F_a \quad \text{se } \frac{F_a}{F_r} \leq 1.14$$

$$P = 0.57F_r + 0.93F_a \quad \text{se } \frac{F_a}{F_r} > 1.14$$

Mentre il coefficiente L_{10} è legato alle ore di funzionamento L_{10h} e al numero di giri del cuscinetto secondo la seguente relazione:

$$L_{10} = \frac{60nL_{10h}}{10^6}$$

L'andamento del carico C del nostro cuscinetto ha la seguente forma:

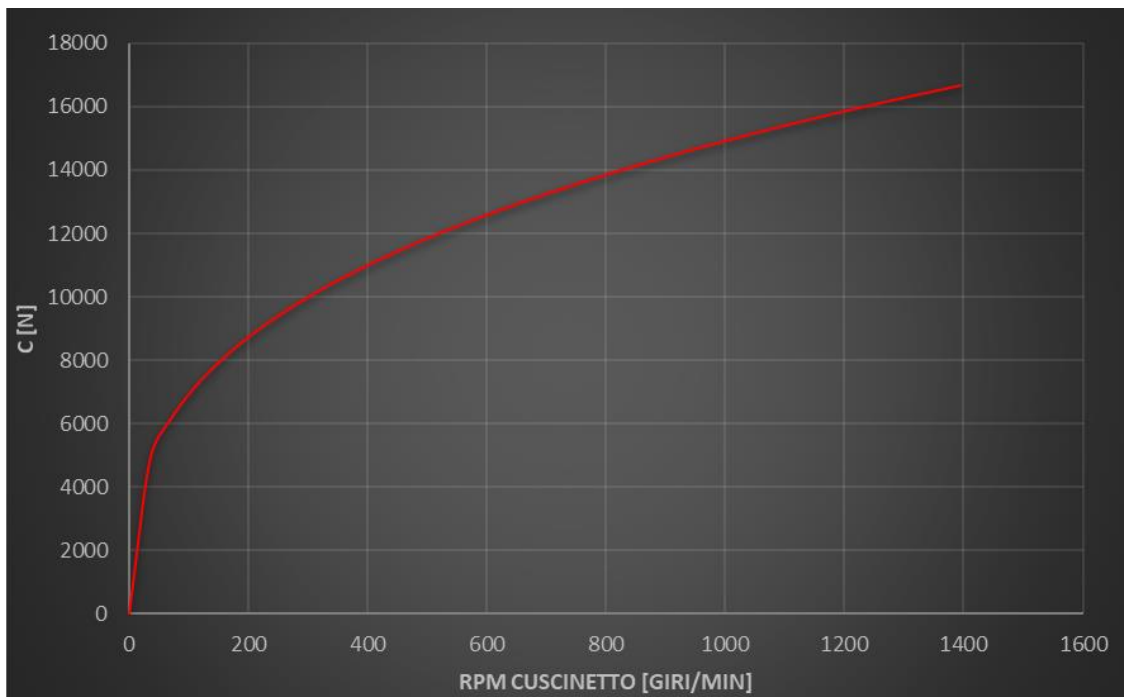
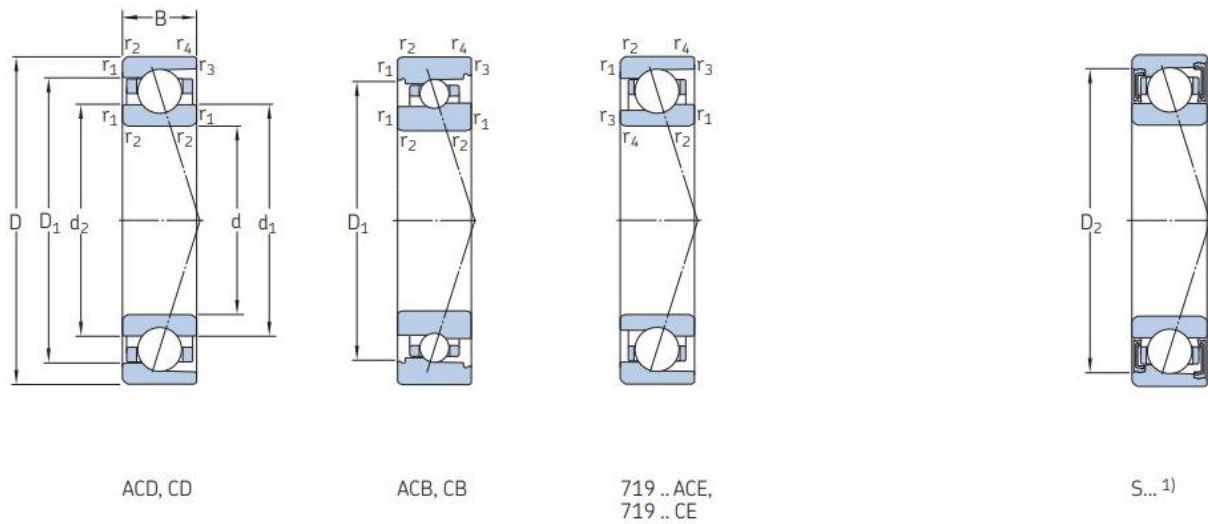


Figura 7.4

Il coefficiente di carico C come si vede dalla Figura 7.4, risulta massimo quando il cuscinetto raggiunge il suo valore massimo di rotazione e la sua entità è pari $C=16654N$. Avendo come vincolo il diametro interno del cuscinetto pari a $d=105mm$, consultando un manuale dell'SKF, le dimensioni finali del cuscinetto sono $d=105mm$, $D=130mm$ e larghezza $b=13mm$ con un coefficiente $C=22.9KN$ (Figura 7.5).



Dimensioni principali	Coefficients di carico base		Carico limite di fatica P_u	Velocità ammissibili		Massa ²⁾	Appellativi	Varianti disponibili			
	dinamica C	statica C_0		Lubrificazione a grasso	Lubrificazione olio-aria ²⁾			Solu-zione di tenuta ¹⁾	Lubrificazione olio-aria diretta ³⁾		
d	A	B	kN	kN	g/min	kg	-	-	-		
105	130	13	21,6	28,5	1,1	8 000	12 000	0,32	71821 ACD/P4	-	-
	130	13	21,6	28,5	1,1	9 500	15 000	0,29	71821 ACD/HCP4	-	-
	130	13	22,9	30	1,18	9 000	14 000	0,32	71821 CD/P4	-	-
	130	13	22,9	30	1,18	11 000	16 000	0,29	71821 CD/HCP4	-	-
	145	20	57,2	65,5	2,5	7 500	12 000	0,82	71921 ACD/P4A	S	H1, L
	145	20	57,2	65,5	2,5	9 000	15 000	0,7	71921 ACD/HCP4A	S	H1, L
	145	20	61,8	69,5	2,6	8 500	14 000	0,82	71921 CD/P4A	S	H1, L
	145	20	61,8	69,5	2,6	10 000	16 000	0,7	71921 CD/HCP4A	S	H1, L
	160	26	90,4	93	3,4	7 500	12 000	1,6	7021 ACD/P4A	S	H1, L
	160	26	90,4	93	3,4	9 000	14 000	1,3	7021 ACD/HCP4A	S	H1, L
	160	26	95,6	96,5	3,6	8 000	13 000	1,6	7021 CD/P4A	S	H1, L

Figura 7.5

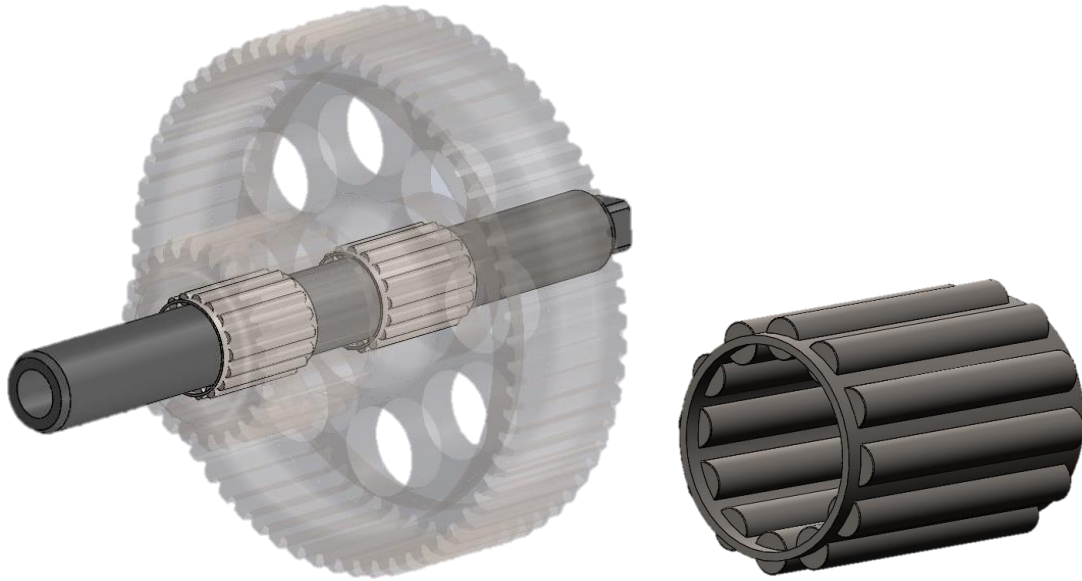


Figura 7.6

Per quanto riguarda il dimensionamento delle gabbie a rulli che si interpongono tra i satelliti e i PIN come si vede nella Figura 7.6, il loro dimensionamento si esegue nella stessa identica maniera dei cuscinetti visti prima, con la sola differenza che essendo assente il carico assiale F_a , l'unica forza considerata sarà quella radiale, F_r , formata dalle forze scambiate sui denti delle ruote. Perciò il carico dinamico equivalente P sarà uguale ad F_r .

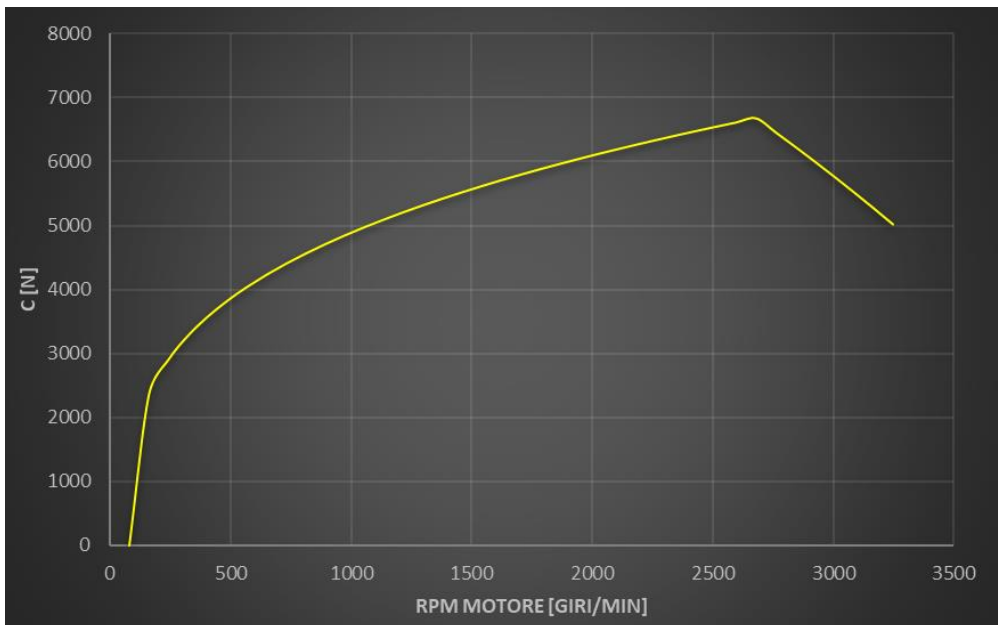
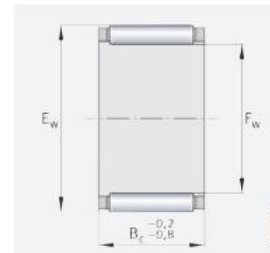


Figura 7.7

Il coefficiente di carico C come si vede dalla Figura 7.7, risulta massimo quando la gabbia a rulli raggiunge il valore di rotazione intorno ai 2600Rpm, e la sua entità è pari C=6672N. Avendo come vincolo il diametro interno della gabbia a rulli pari a d=10mm, consultando un manuale Schaeffler, le dimensioni finali del cuscinetto sono d=10mm, D=13mm e larghezza b=16mm con un coefficiente C=7100N (Figura 7.8).

Needle roller and cage assemblies

Single row



Single row

F_w = 3 – 19 mm

Main dimensions			Basic load ratings		Fatigue limit load	Limiting speed	Speed rating	Mass	Designation
F _w	E _w	B _c	dyn. C _r N	stat. C _{0r} N	C _{ur} N	n _G min ⁻¹	n _{Gr} min ⁻¹	m ≈ g	► 864 1.12 ► 864 1.13
3	5	7	1 540	1 290	152	50 000	78 000	0,3	K3×5×7-TV
	5	9	1 710	1 480	188	50 000	80 000	0,4	K3×5×9-TV
	6	7	1 430	970	109	47 000	75 000	0,4	K3×6×7-TV
4	7	10	2 330	1 840	236	42 500	59 000	0,7	K4×7×10-TV
	7	7	1 740	1 270	145	42 500	59 000	0,5	K4×7×7-TV
5	8	10	3 000	2 650	350	39 000	47 000	0,9	K5×8×10-TV
	8	8	2 350	1 920	237	39 000	48 000	0,7	K5×8×8-TV
6	10	13	3 800	3 100	395	35 500	40 000	1,9	K6×10×13-TV
	9	10	3 350	3 150	420	36 500	40 000	1,1	K6×9×10-TV
	9	8	2 600	2 280	285	36 500	41 000	0,8	K6×9×8-TV
7	10	10	3 650	3 600	485	34 500	35 000	1	K7×10×10-TV
	10	8	2 850	2 650	330	34 500	36 000	0,9	K7×10×8-TV
	9	7	1 680	1 700	203	35 500	40 500	0,6	K7×9×7-TV
8	11	10	3 950	4 100	560	32 500	31 000	1,2	K8×11×10-TV
	11	13	5 100	5 800	790	32 500	30 500	1,7	K8×11×13-TV
	11	8	3 100	3 000	375	32 500	32 000	1	K8×11×8-TV
	12	10	5 000	4 700	560	31 500	29 000	2	K8×12×10-TV
9	12	10	4 500	5 000	680	31 000	27 500	1,5	K9×12×10-TV
	12	13	5 900	7 100	970	31 000	27 000	2,1	K9×12×13-TV
10	13	10	4 750	5 500	750	29 500	24 900	1,6	K10×13×10-TV
	13	13	6 200	7 800	1 060	29 500	24 400	2,3	K10×13×13-TV
	13	16	7 100	9 300	1 310	29 500	24 600	2,9	K10×13×16-TV
	14	10	5 800	6 000	720	29 000	23 500	2,5	K10×14×10-TV
	14	13	7 500	8 400	1 020	29 000	23 000	4,6	K10×14×13-TV
16	12	8 100	7 200	1 000	27 500	21 800	5,5	K10×16×12-TV	
	15	10	4 900	6 100	830	27 000	21 500	2,9	K12×15×10-TV

Figura 7.8

8 – Paraoli del motoriduttore

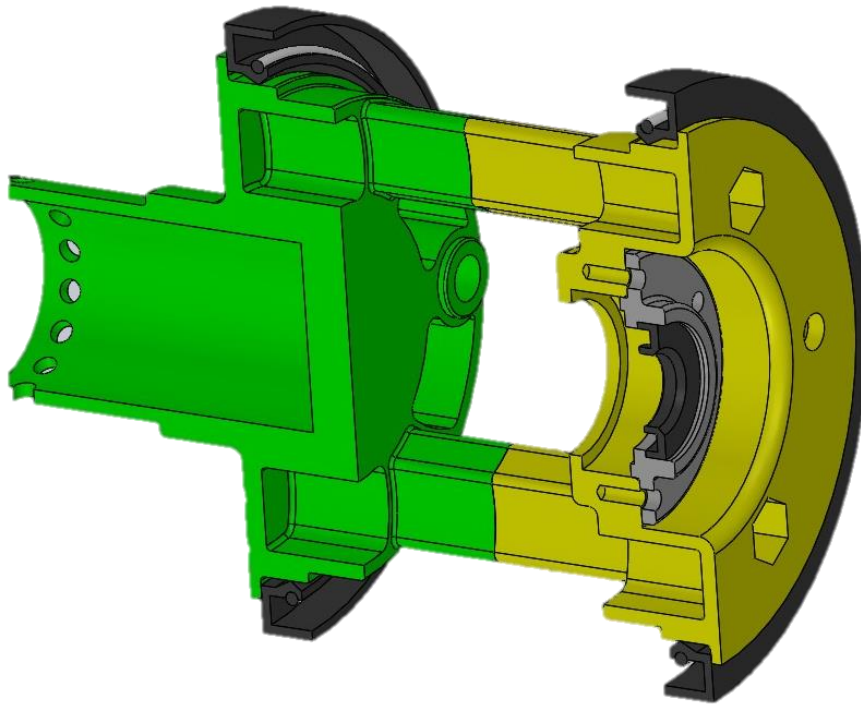


Figura 8.1

I paraoli sono una parte molto fondamentale sul nostro motoriduttore, in quanto ci aiutano a proteggere l'organo interni da polvere e agenti esterni, in più ci garantiscono una tenuta in modo sì che il liquido lubrificante presente all'interno non fuoriesca. Nel nostro motoriduttore abbiamo i paraoli di banco, ovvero quelli alloggiati sulla parte più esterna del nostro motoriduttore, e il paraolio di ingresso, ovvero quello con la dimensione più piccola, dove andrà alloggiato il gambo del pignone.



Figura 8.2

Come si vede dalla Figura 8.2, i nostri paraoli saranno di tipo A, ovvero presentano un labbro di tenuta con intorno una molla, la quale garantisce una maggiore ermeticità.

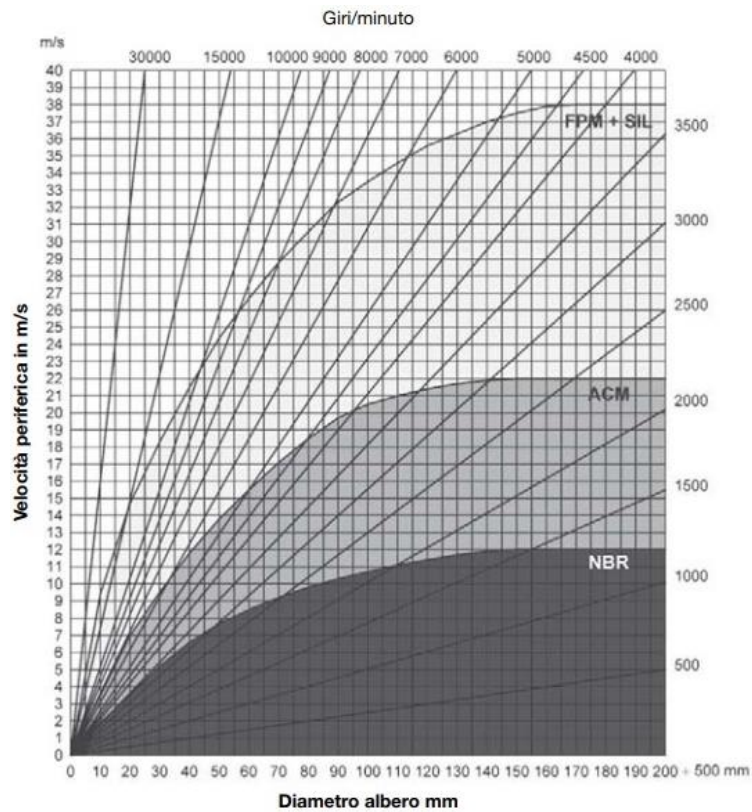


Figura 8.3

Dato che per i paraoli esistono diversi tipi di mescola di gomma, il grafico in Figura 8.3 ci aiuta a scegliere, in specificati tipi di funzionamento, la mescola da impiegare. Partendo dai paraoli esterni, il regime massimo di rotazione che si avrà è pari a 1400Rpm, derivanti dalla velocità di rotazione del motore (20000Rpm) rapportati alla riduzione del motoriduttore $\tau=14.3$, con un diametro albero pari a 110mm. Se si fanno intersecare questi dati all'interno del grafico, si vede che si ricade su una mescola NBR. Per quanto riguarda il paraolio del pignone, i giri/minuto coincidono con quelli del motore (20000Rpm), con un diametro albero pari a 16mm. Intersecando tali dati si ottiene una mescola FPM (garantisce maggiore tenuta e resistenza alle temperature). In figura 8.4 sono riportate le dimensioni scelte considerando diametro interno, diametro esterno, larghezza e materiale.

DIMENSIONE E TIPO	DIMENSIONE E TIPO
100/120/12 AS NBR	15/30/10 A FPM
100/120/12 AS-P NBR	15/32/7 A FPM
100/125/12 A NBR	15/32/7 AS FPM
100/130/12 A NBR	15/35/7 A FPM
100/130/12 AS NBR	16/24/4 A FPM
100/130/13 AS NBR	16/26/7 A FPM
100/130/14 A NBR	16/28/7 A FPM
100/150/13 AS NBR	16/28/7 AS FPM
105/125/13 A NBR	16/30/7 A FPM
105/125/13 AS NBR	17/28/6 AS FPM
105/130/12 A NBR	17/28/7 A FPM
105/130/12 AS NBR	17/30/7 A FPM
105/140/12 A NBR	17/30/7 AS FPM
105/140/12 AS-P NBR	17/32/7 A FPM
110/130/8 A NBR	17/35/7 A FPM
110/130/12 A NBR	17/35/10 A FPM
110/130/12 AS NBR	17/40/7 A FPM
110/130/12 AS-P NBR	18/28/7 A FPM
110/130/13 A NBR	18/30/7 A FPM
110/135/12 A NBR	18/30/7 AS FPM
110/140/12 A NBR	18/32/7 A FPM
110/140/12 AS NBR	18/40/7 A FPM
110/140/13 A NBR	20/30/5 A FPM
115/140/10 A NBR	20/30/7 A FPM
115/140/12 A NBR	20/30/7 AS FPM
115/140/12 AS NBR	20/30/7 AS-P FPM
115/150/12 A NBR	20/32/7 A FPM
120/140/13 A NBR	20/32/7 AS FPM
120/140/13 AS-P NBR	20/30/10 A FPM
120/150/12 A NBR	
120/150/12 AS NBR	
120/150/12 AS-P NBR	
120/150/13 A NBR	

Figura 8.4

9 – Analisi carter e fissaggio

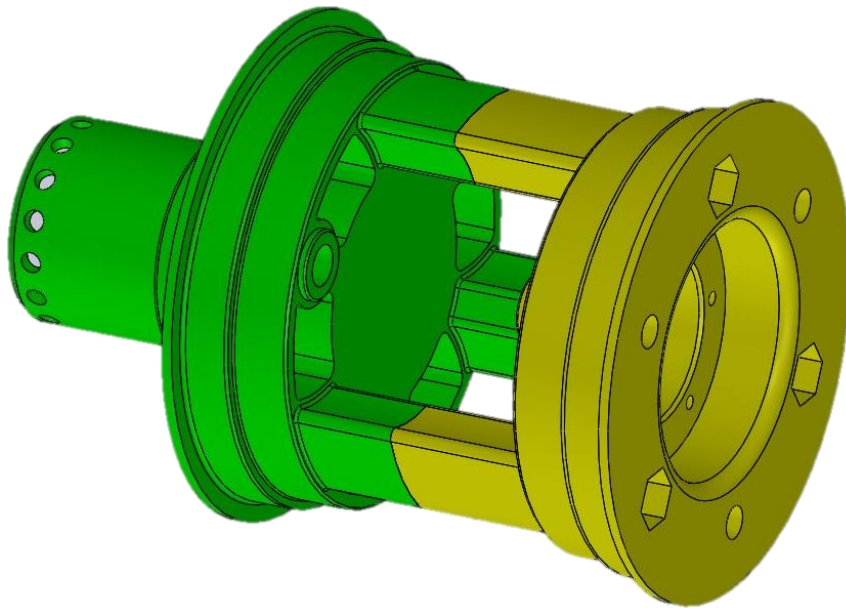


Figura 9.1

I carter, per meglio dire i due semicarter uno compreso di mozzo dove andrà calettata la ruota (Figura 9.1 semicarter verde), e uno posto invece verso il lato interno che andrà ad alloggiare il pignone motore (Figura 9.1 semicarter giallo), andranno trattati per mezzo del simulatore data la loro complessità geometrica, fornendoci così i punti di tensione più critici.

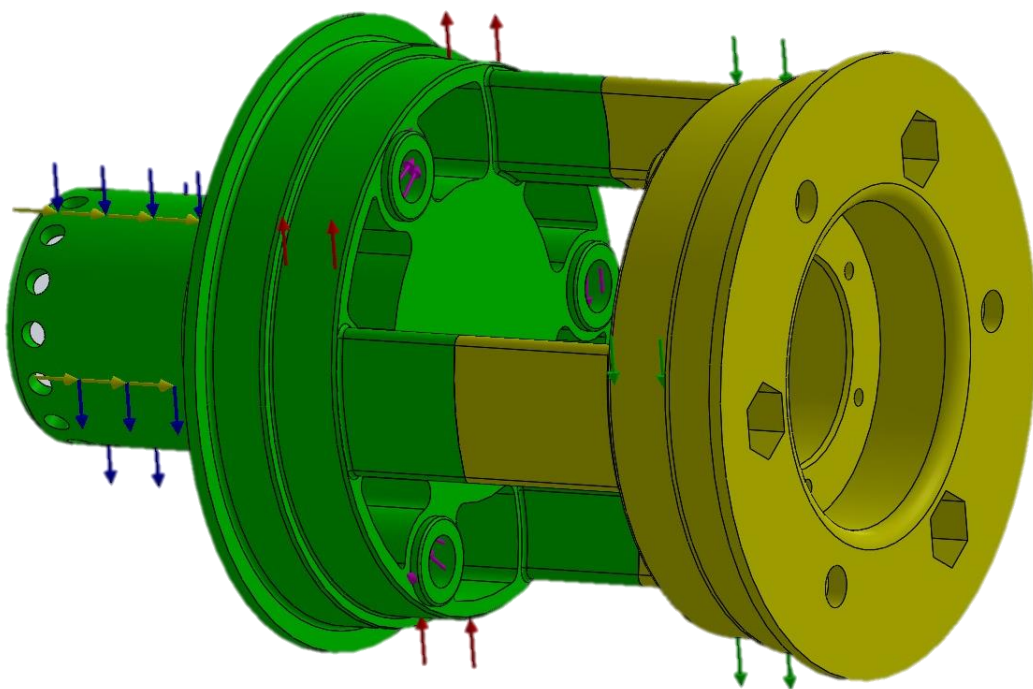


Figura 9.2

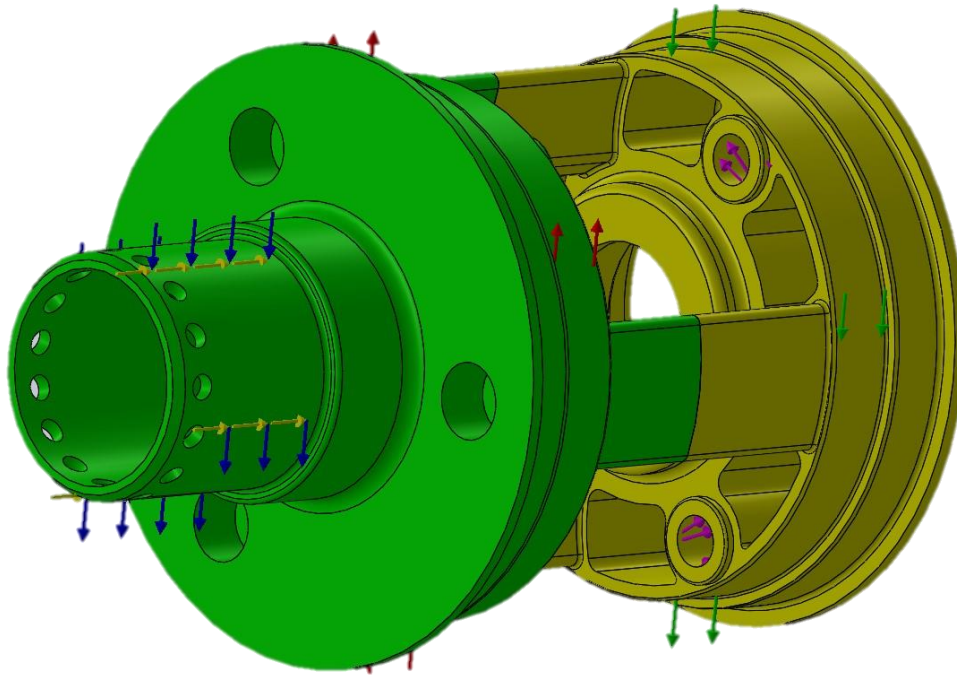


Figura 9.3

Dalla figura 9.2 e 9.3 si possono vedere le varie forze che agiscono sui nostri semicarterm. A partire dal lato del semicarterm verde si vede come sul mozzo agiscono la forza peso e la forza dovuta alla coppia motrice scaricata sull'asfalto, tutte e due riunite su un'unica forza (forza blu), il carico assiale dovuto alle curvature della macchina (forza gialla), le forze che si scaricano sui cuscinetti di banco (forza rossa e forza verde), per poi in fine avere le forze scaricate dai PIN sulle proprie sedi (forza viola all'interno delle apposite sedi). Una piccola nota sulla forza blu e gialla, le quali sono state usate anche nel capitolo 7.1 per andare a dimensionare i cuscinetti di banco, e non a caso la forza rossa e la forza viola rappresentano le reazioni vincolari della Figura 7.2

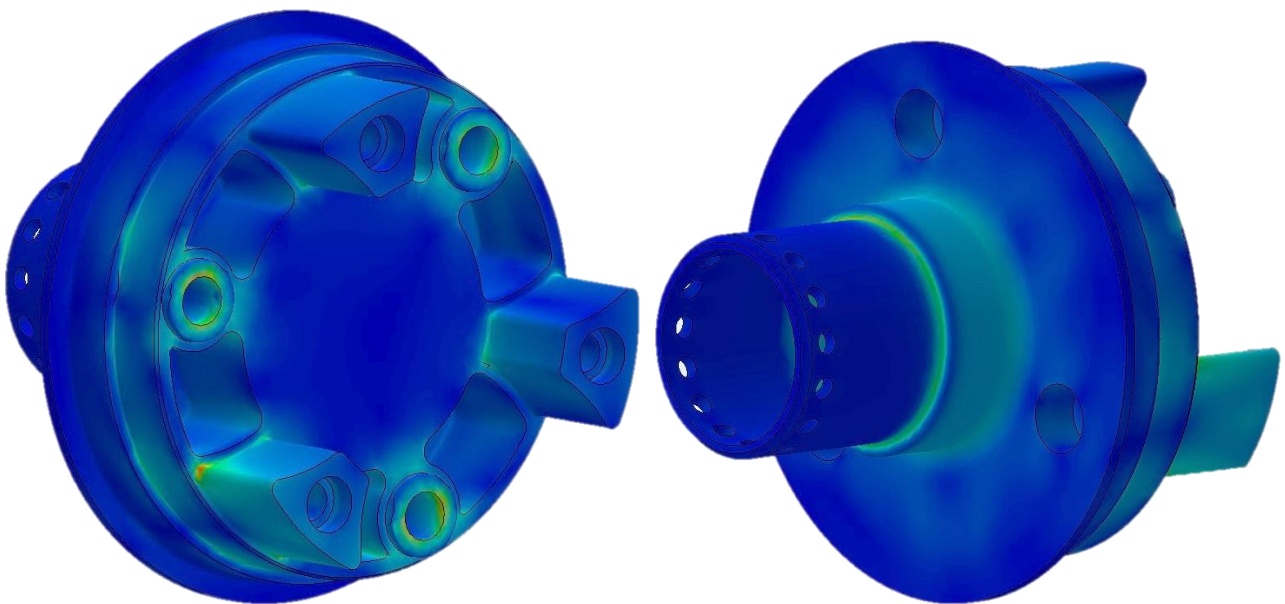


Figura 9.4

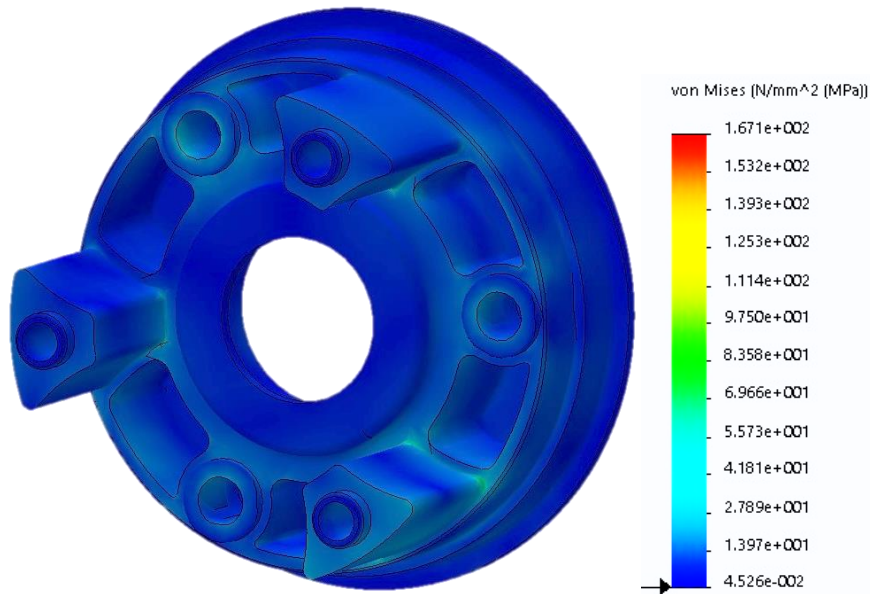


Figura 9.5

Le Figure 9.4 e 9.5 rappresentano l'andamento delle tensioni calcolate dal simulatore e si vede come ci aspettavamo che il semicartermi più sollecitato è quello con il mozzo, il quale vista la distribuzione delle forze risulta quello più caricato. Siccome tutti e due i cartermi saranno fatti di una lega di alluminio, precisamente la serie 7000 (Ergal), avente un carico a snervamento intorno ai 400MPa, le tensioni viste sono più che accettabili dato che il picco di tensione massima che si verifica è intorno ai 167 MPa. Per quanto riguarda la giunzione dei due semicartermi, verrà effettuata per mezzo di tre viti M8 con esagono incassato di classe 12.9 (come si vede nella Figura 9.6). a causa del regolamento, il quale dice che non si possono effettuare filettature su pezzi in alluminio di grande importanza, il serraggio verrà fatto grazie a dei dati ribassati posti sul semicartermi più interno.

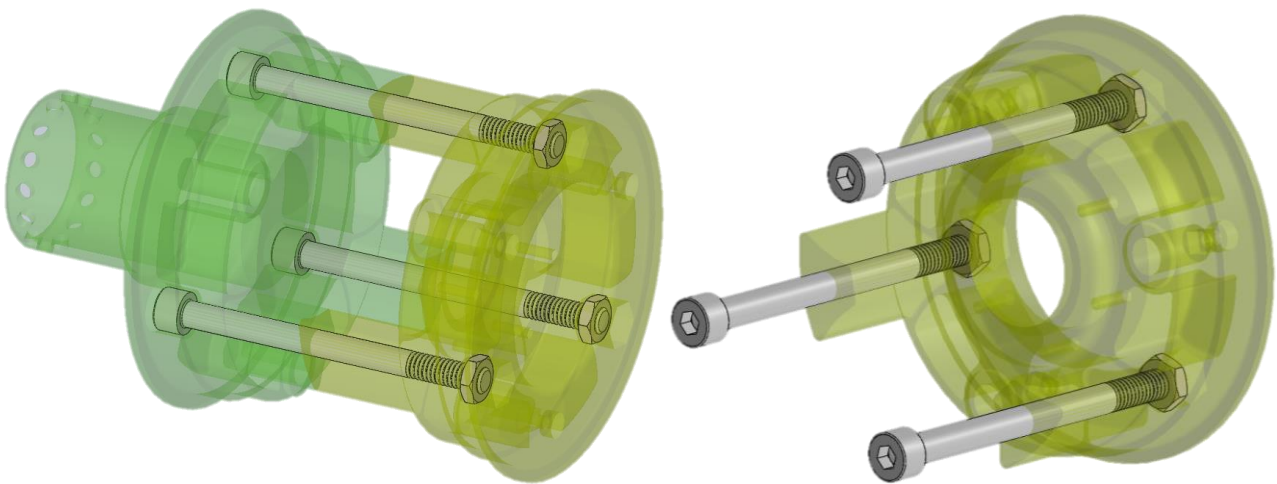


Figura 9.6

10 – Lubrificazione



Figura 10.1

Una buona lubrificazione garantisce la durata nel tempo all'usura e alla protezione da agenti corrosivi come l'acqua. Di norma sui motoriduttori epicicloidali il livello di lubrificazione deve superare leggermente l'asse del PIN (come si vede dalla Figura 10.1). Per quanto riguarda il carico dell'olio viene disposta una vite in alto al portamozzo (vite verde), mentre la vite posta sul lato basso (vite viola), serve sia per eseguire il cambio olio al nostro motoriduttore, girando il portamozzo e facendo defluire il fluido esausto, ma serve anche in caso di verifica del livello, in quanto smontando tale vite, la fuoriuscita di piccole quantità ne garantisce il livello. Tipicamente sono usati dei oli per ingranaggi in quanto garantiscono una buona protezione al pitting e all'usura in condizioni anche abbastanza gravose.

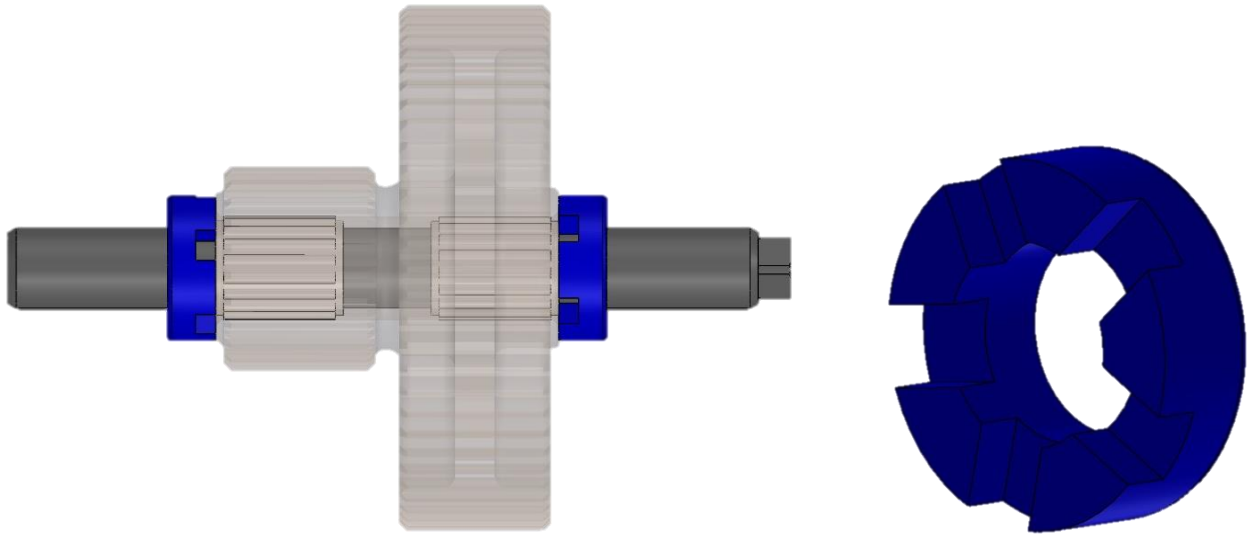


Figura 10.2

Il lubrificante, oltre che proteggere le ruote dentate, serve anche a lubrificare le gabbie a rulli presenti all'interno dei satelliti i quali sono bloccati assialmente da delle boccole in bronzo come si vede nella Figura 10.2, dalla quale si notano anche dei intagli presenti su di essa, in modo si da permettere l'ingresso del lubrificante.

11 – Conclusione

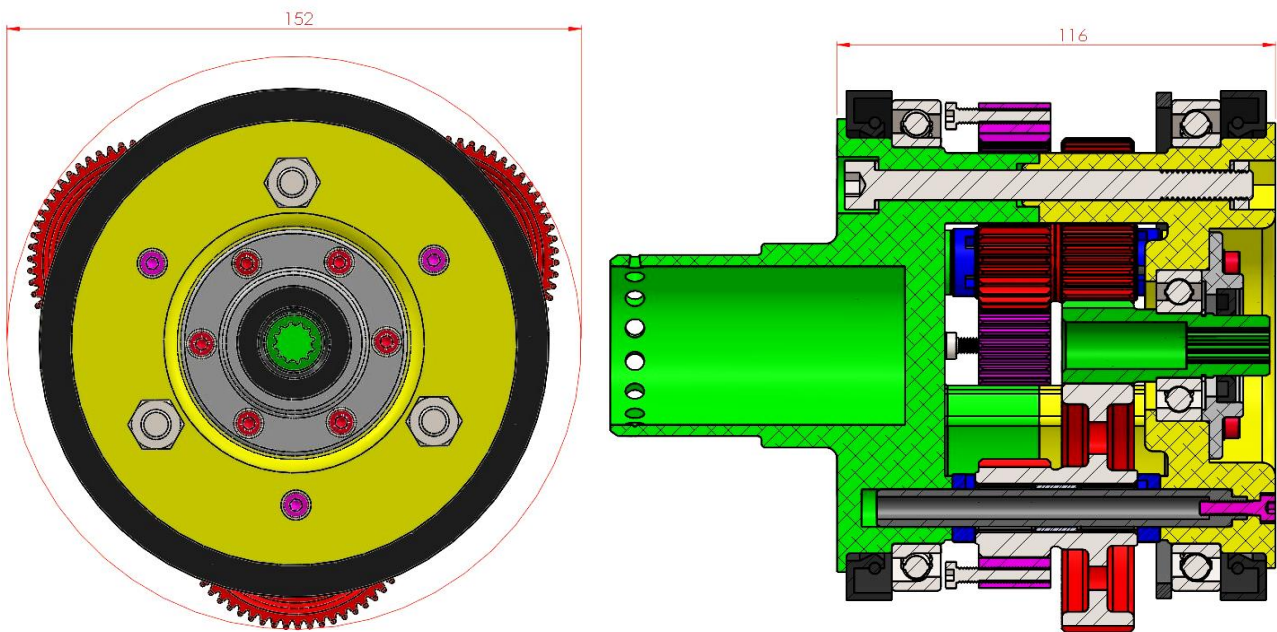


Figura 11.1

In conclusione, come si vede dalla Figura 11.1, abbiamo ottenuto un motoriduttore dove ha un ingombro radiale pari a 152mm, e un ingombro assiale pari a 116mm, con un peso complessivo che si aggira intorno ai 3,2Kg. In oltre, e stata considerata una durata utile che si aggira intorno alle 100 ore di funzionamento, considerando le dimensioni cosi ridotte e la trasmissione di una potenza che si aggira intorno ai 36KW (49CV). Nella Figura 11.2 sono rappresentati i materiali che verranno impiegati nella costruzione.

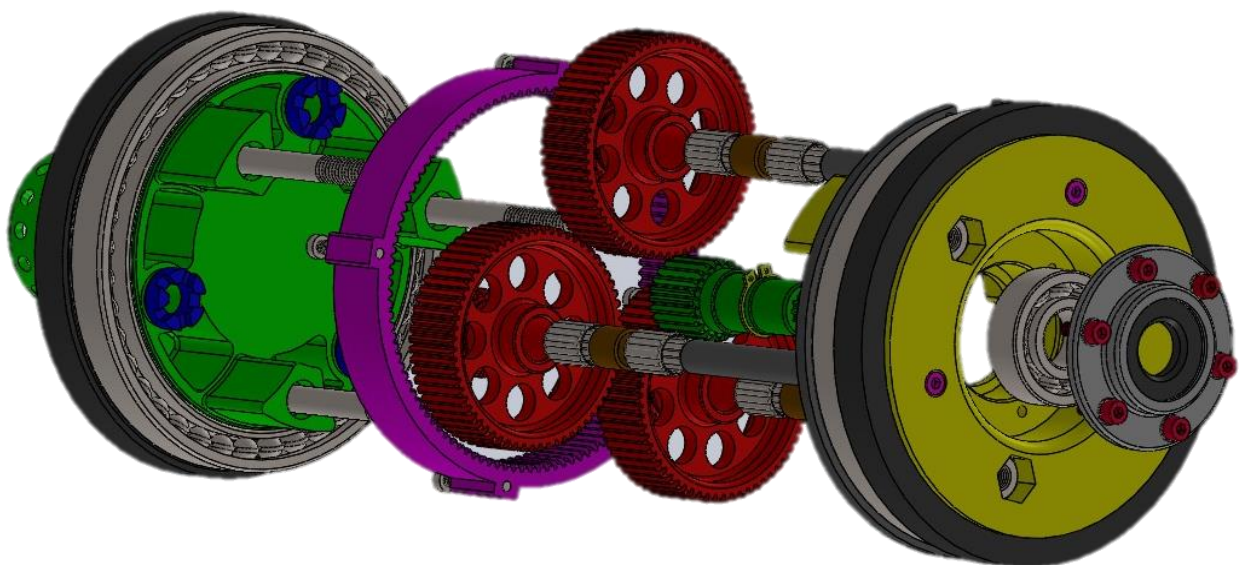


Figura 11.2

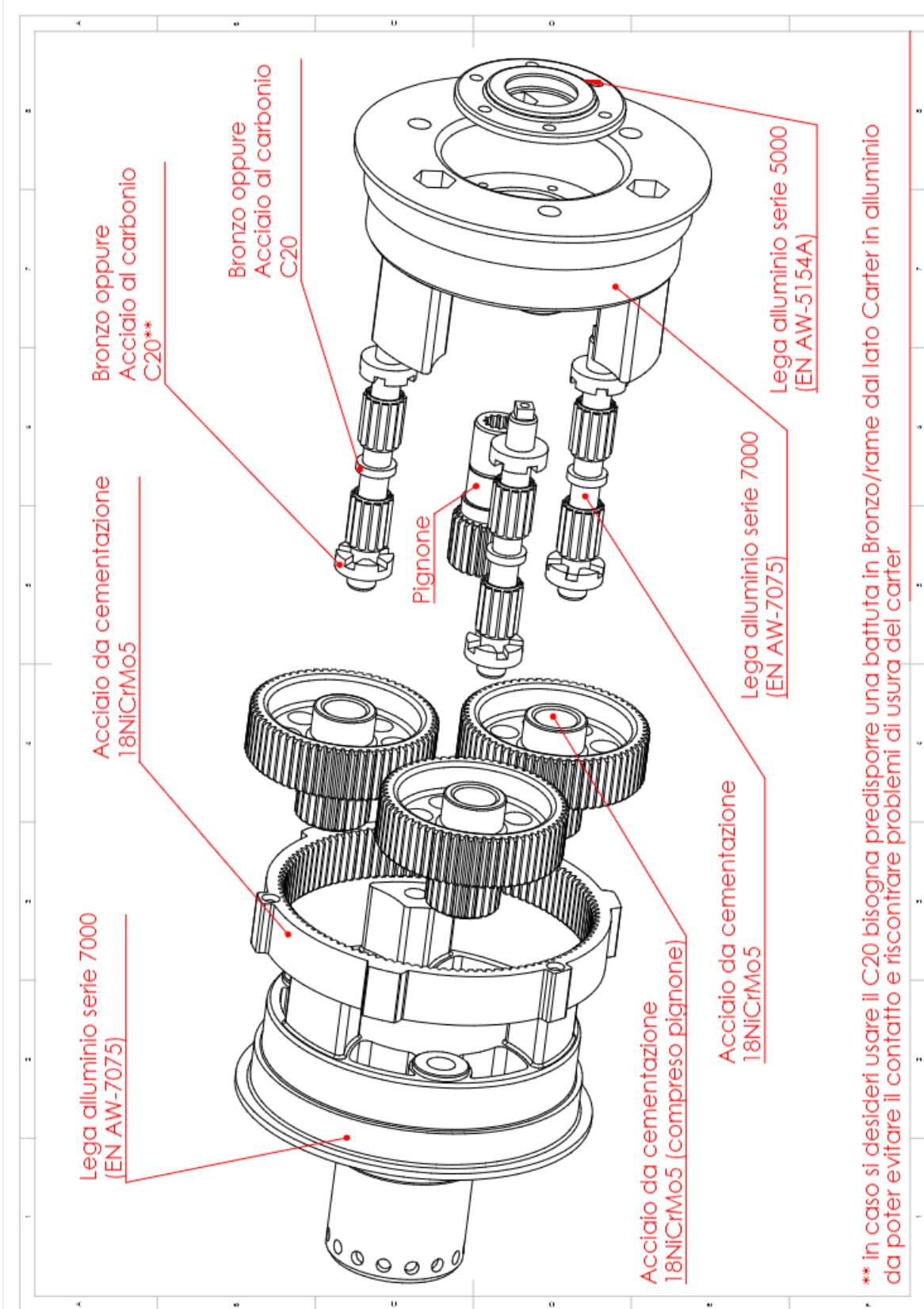


Figura 11.3

