

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA  
CON SEDE A CESENA**

**CORSO DI LAUREA  
IN INGEGNERIA MECCANICA**

Sede di Forlì

**ELABORATO FINALE DI LAUREA**

in

Disegno Assistito dal Calcolatore

**STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DI UN RIDUTTORE  
PER USI AERONAUTICI**

**CANDIDATO:**  
*Dario Venturi*

**RELATORE:**  
*Prof. Ing. Luca Piancastelli*

Anno Accademico 2011/2012

Sessione II

# INDICE

<b>PREMESSA</b>	3
-----------------	---

## **CAPITOLO 1: Ruote Dentate**

➤ 1.1 Costruzione degli ingranaggi	6
➤ 1.2 Trasmissione del moto	10
➤ 1.3 Calcolo dell'interasse di funzionamento	13
➤ 1.4 Ingranaggi elicoidali	14

## **CAPITOLO 2: Rotismi**

➤ 2.1 Definizione	20
➤ 2.2 Rotismi ordinari	21
➤ 2.3 Rotismi epicicloidali	23

## **CAPITOLO 3: Danneggiamenti ed effetti dell'ingranamento**

➤ 3.1 Usura progressiva	27
➤ 3.2 Pressioni di contatto e problematica usura da pitting	29
➤ 3.3 Grippaggio	32
➤ 3.4 Fattore di forma	35

## **CAPITOLO 4: Dimensionamento ruote dentate e alberi**

➤ 4.1 Proprietà della componentistica del riduttore	37
➤ 4.2 Calcolo reazioni vincolari e diametro minimo albero movente	39
➤ 4.3 Calcolo reazioni vincolari e diametro minimo albero cedente (descrizione e calcolo momento giroscopico)	44
➤ 4.4 Rotismo progettato	53

## **CAPITOLO 5: Cuscinetti volventi**

➤ 5.1 Generalità	58
➤ 5.2 Categorie principali di cuscinetti	59

➤ 5.3 Scelta del tipo di cuscinetto _____	60
➤ 5.4 Scelta delle dimensioni del cuscinetto _____	69
➤ 5.5 Attrito _____	73
➤ 5.6 Velocità _____	74
➤ 5.7 Lubrificazione _____	76
➤ 5.8 Calcoli e scelta del dimensionamento dei cuscinetti nel progetto _____	77

## **CAPITOLO 6: Componentistica del riduttore**

➤ 6.1 Descrizione del riduttore _____	84
➤ 6.2 Albero movente _____	86
➤ 6.3 Albero cedente _____	87
➤ 6.4 Scelta delle tenute _____	92
➤ 6.5 Bussole porta-cuscinetti _____	93
➤ 6.6 Carter e telaio di supporto _____	105

## **CAPITOLO 7: Studio elementi finiti e verifiche disallineamento**

➤ 7.1 Introduzione _____	112
➤ 7.2 Studio albero movente _____	113
➤ 7.3 Studio albero cedente _____	115
➤ 7.4 Studio ruota albero cedente _____	117
➤ 7.5 Studio bussole porta-cuscinetti _____	118
➤ 7.6 Carter - Verifica disallineamento _____	127

<b>CONCLUSIONI</b> _____	136
--------------------------	-----

<b>BIBLIOGRAFIA</b> _____	138
---------------------------	-----

# PREMESSA

Nell'ultimo decennio l'utilizzo dei motori a diesel in ambito automobilistico ha nettamente superato la motorizzazione a benzina perché rappresenta una ottimizzazione del motore. Infatti questi motori a parità di cilindrata e potenza presentano rispetto a quelli a benzina rendimenti superiori con conseguenti consumi specifici minori.

La motorizzazione a diesel, invece, in ambito aeronautico non ha avuto uguale espansione perché:

- Il peso della motorizzazione è superiore rispetto a quello della motorizzazione canonica aeronautica,
- La variazione di pressione nell'impianto causata dalla sovralimentazione risulta diversa (e quindi non costante) a seconda della quota in volo.

Nonostante le difficoltà si è cercato di adottare la motorizzazione diesel a scopi aeronautici, anche per un fatto di economicità, risolvendo le suddette problematiche.

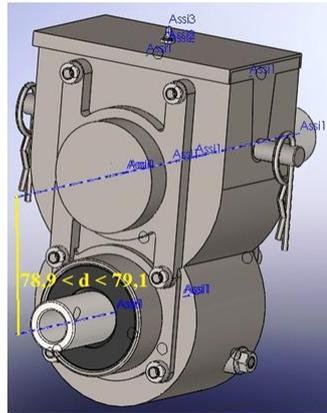
L'obiettivo di questa tesi è quello di analizzare e studiare lo sviluppo di un prototipo relativo ad un riduttore di velocità su un motore FIAT 1.3 Multijet di derivazione automobilistica da 150 HP adattandolo a scopi aeronautici relativi ad un velivolo leggero: il CESSNA 172 e i successivi derivati.

Chiaramente la configurazione originale del velivolo permette un collegamento diretto tra il motore e l'elica. Tale collegamento nel processo di adattamento di un motore adibito a tutt'altri scopi (caratterizzato a sua volta da un diverso numero di giri per poter erogare potenza sufficiente) deve presentare un riduttore di velocità fra il motore e l'elica, collegato a sua volta a due organi che permettono l'interfaccia fra riduttore-motore (tramite giunto cedevole torsionalmente) e riduttore-elica (tramite flangia collegata con bulloni).

Il progetto, già sviluppato parzialmente in precedenza, deve subire alcune modifiche:

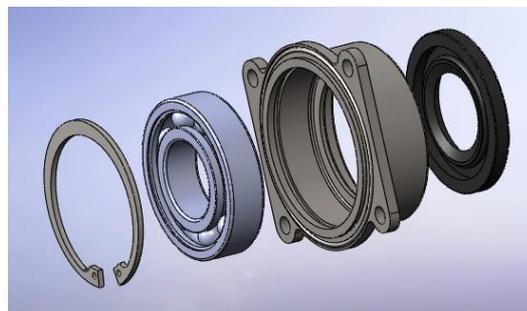
- La costruzione del carter deve essere costituita da un unico pezzo non creato per fusione, ma composto da lamierini in titanio grado 2 di spessore 2 mm saldati fra loro, dato che questo progetto è lo sviluppo di un prototipo del quale si richiedono, quindi, poche unità di produzione;
- Il contenimento di pesi e ingombri senza avere dei limiti prefissati;

- La creazione, oltre al riduttore stesso, di un telaio-struttura adibito all'assemblaggio riduttore-motore,
- In tutte le parti del componente si deve avere un  $CS_{minimo} > 5$  perché all'avvio la coppia torcente e sinusoidale risulta doppia rispetto alla fase di regime;
- Si deve infine ottenere un disallineamento massimo fra i due alberi minore di  $0,1\text{ mm}$  (di conseguenza si dovrà aumentare il  $CS$ ) :



Per il soddisfacimento di tali obiettivi, realizziamo la seguente soluzione di progetto:

- Si esegue un assemblaggio e dimensionamento con ingranaggi a denti dritti perché si possono inserire cuscinetti più piccoli e leggeri rispetto ad ingranaggi a denti elicoidali, in questo modo infatti non vi sono spinte assiali;
- Dato che il carter è un pezzo unico, per l'assemblaggio e l'installazione dei cuscinetti si inseriscono delle coperture (Bussole) applicate e fissate al carter con viti:



La tesi verrà redatta nel seguente modo; inizieremo con alcune nozioni riguardanti i riduttori, parlando delle ruote dentate e dei vari componenti che li costituiscono, focalizzandoci sull'ingranamento con i relativi difetti ed inconvenienti causati dagli ingranaggi.

Successivamente si comincerà ad esporre lo studio e i calcoli relativi alle ruote dentate e al diametro minimo degli alberi ad esse assemblati.

Quindi si andranno a dimensionare i cuscinetti (organi fondamentali in una qualsiasi apparecchiatura rotante) tramite calcoli relativi ai carichi sottoposti, alla durata in numero di giri e in ore di lavorazione. Si fa particolarmente attenzione a questi organi dato che influenzano in modo sensibile il peso del riduttore stesso.

In seguito si farà un'attenta descrizione di ogni elemento meccanico presente all'interno del riduttore, seguita dallo studio, modifica e ottimizzazione del carter e del medesimo riduttore.

Infine, si presenteranno tutte le verifiche (elementi finiti) effettuate al riduttore e quindi a tutti gli organi che lo compongono, presentando gli studi relativi a: ruote dentate, alberi di trasmissione, carter e bussole portacuscinetti utilizzando il software SolidWorks 2012 con la libreria Simulation.

Tramite tale software si studierà anche l'intero riduttore assemblato facendo molta attenzione al disallineamento massimo degli alberi di trasmissione ottimizzandolo tramite una modifica interna al carter ottenuta con la creazione di venature localizzate nelle zone delle sedi degli alberi, per realizzare l'obiettivo del disallineamento massimo che non era stato ancora raggiunto.

Si effettuerà, come ultima parte, un resoconto delle conclusioni relative al progetto creato.

# CAPITOLO 1

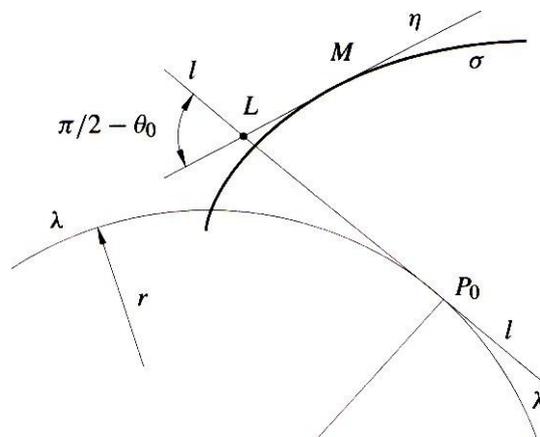
## RUOTE DENTATE

### 1.1 Costruzione degli ingranaggi

I denti degli ingranaggi vengono realizzati con profili ad evolvente di cerchio. L'evolvente di cerchio  $\sigma$  è la linea involuppo di una curva generatrice rettilinea  $\eta$  nel moto definito dal puro rotolamento della polare mobile  $l$  sulla polare fissa circolare  $\lambda$  di raggio  $r$  che costituiscono le primitive del moto. Quindi

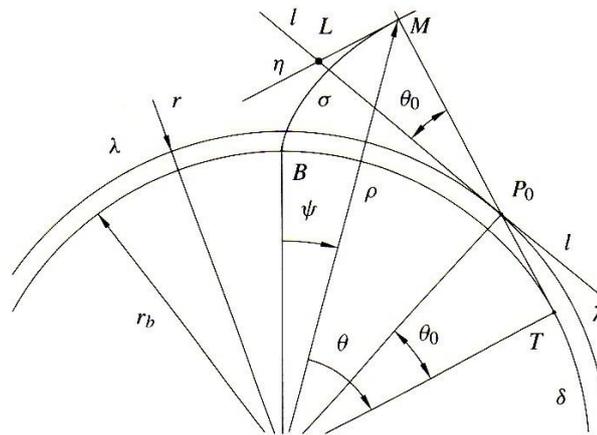
- La curva  $\eta$  è una retta solidale nel punto  $L$  della polare  $l$ , ed inclinata rispetto ad essa dell'angolo  $\frac{\pi}{2} - \theta_0$
- $\theta_0$  è un angolo che con il raggio  $r$  della polare  $\lambda$  definisce il cerchio  $\delta$  di cui la  $\sigma$  è l'evolvente
- La  $l$  è una retta che rotola senza strisciare sulla circonferenza  $\lambda$  di raggio  $r$

Nel generico punto di contatto  $M$  dell'evolvente  $\sigma$  con la curva  $\eta$  la velocità  $\omega$  del moto relativo è, per definizione di involuppo, tangente alle curve, quindi la normale dei profili nel punto  $M$  deve passare per il centro di istantanea rotazione  $P_0$ , ovvero il punto di contatto delle due polari  $l$  e  $\lambda$ . L'angolo fra la normale  $P_0M$  e la polare  $l$  è perciò  $\theta_0$  per ogni punto  $M$  di contatto.



Profilo ad evolvente di cerchio

Per questa ragione la normale del punto di contatto  $M$  è inoltre sempre tangente al cerchio  $\delta$  di raggio  $r_b = r \cos \theta_0$  detto **cerchio fondamentale** o di **base** di cui la curva  $\sigma$  è l'evolvente. L'evolvente  $\sigma$  può perciò essere ottenuto come traiettoria di un punto di una retta normale alla  $\eta$ , la quale rotola senza strisciare sul cerchio fondamentale  $\delta$  come mostrato in figura

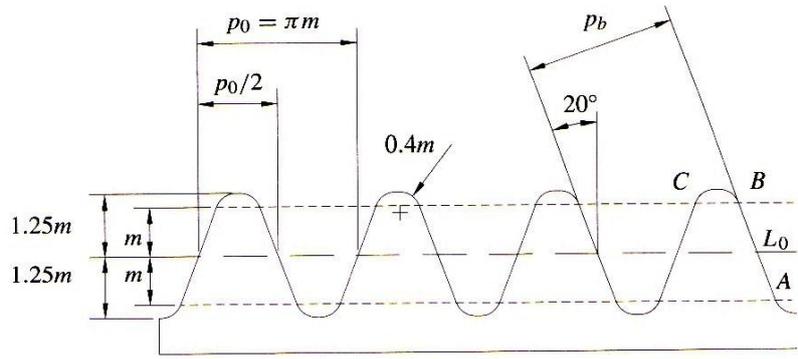


Profilo ad evolvente di cerchio, metodo degli epicicli

La linea  $l$  presente in figura prende il nome di **epiciclo**. Le coordinate polari  $\rho$  e  $\psi$  del profilo dell'evolvente possono essere ottenute eguagliando l'arco di circonferenza  $TB$  al segmento  $TM$  della retta generatrice dell'evolvente  $\sigma$ , e risultano quindi:

$$\rho = \frac{r_b}{\cos \theta} \quad \psi = \tan \theta - \theta$$

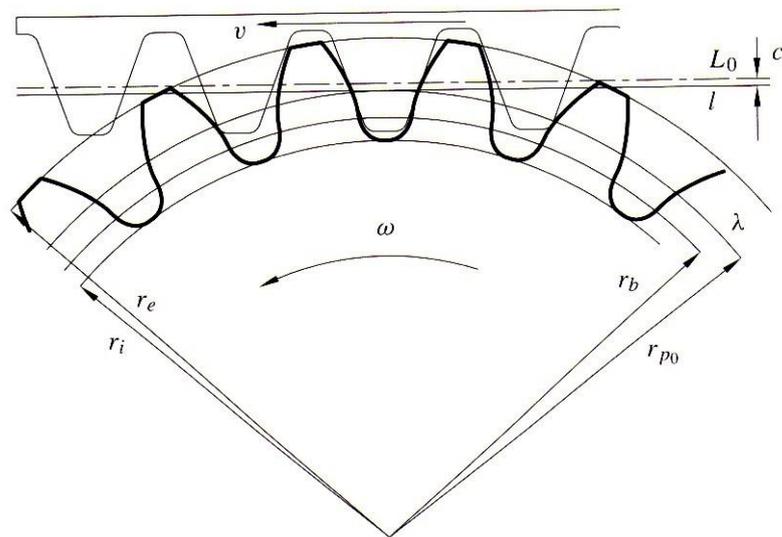
Quindi i profili ad evolvente dei denti si ottengono come involuppo di una dentiera a fianchi dritti, quando il moto relativo fra ruota e dentiera è definito dal rotolamento della primitiva circolare della ruota sulla primitiva rettilinea della dentiera:



Dentiera di riferimento

Per il taglio degli ingranaggi si utilizza un utensile-dentiera denominato **pettine** avente la forma della dentiera standardizzata: il fianco è composto dal tratto rettilineo *AB* che scava dall'evolvente e dalla sporgenza *BC* che scava la base del dente in modo da creare un gioco di fondo di  $\frac{m}{a}$ , i fianchi rettilinei distano tra loro del **passo di base**  $p_b = p_0 \cos \theta_0$ . Inoltre sulla linea  $L_0$  lo spessore del dente coincide con il vano lasciato fra due denti consecutivi.

Nel taglio della ruota la macchina dentatrice funziona come una stozzatrice, cioè asporta il materiale con un moto alternativo normale al piano della figura:



Taglio ruota con dentiera

Questo moto di taglio si alterna a quello di involuppo. Il diametro  $d_{p_0}$  "**diametro della primitiva di taglio  $\lambda$** " dipende dal modulo  $m$  e dal numero di denti  $z$  che si

vogliono realizzare; esso si determina imponendo l'uguaglianza  $nz = \frac{60v}{p}$  tra i numeri di denti della ruota e dell'utensile transitanti al minuto per la zona di taglio, di conseguenza risulta:

$$d_{p_0} = \frac{2v}{\omega} = \frac{2v}{\frac{2\pi n}{60}} = \frac{pz}{\pi}$$

Dato che per definizione il **modulo**  $p = \pi m$  si ottiene  $d_{p_0} = mz$ .

A causa del moto di involuppo i fianchi dei denti della ruota tagliata non risultano dritti ma, almeno nel tratto efficace (quello involupato dal segmento  $AB$ ) hanno la forma dell'evolvente di cerchio  $\delta$ , **detto fondamentale**, tangente alla retta inclinata di  $\theta_0$  rispetto alla primitiva di taglio, avente quindi il diametro:

$$d_b = d_{p_0} \cos \theta_0$$

Il moto relativo di involuppo può vedersi come il rotolamento della primitiva  $\lambda$  su una primitiva rettilinea  $l$  solidale all'utensile e parallela  $l$  coincidente con la  $L_0$ . La forma della dentatura ottenuta dipende dalla posizione data dall'utensile per il taglio, e precisamente dalla distanza  $c$  dalla primitiva  $l$  (tangente ad  $\lambda$ ) dalla linea di riferimento  $L_0$ . Se la dentiera è stata disposta con la linea di riferimento  $L_0$  coincidente con la  $l$  ( $c = 0$ ) si ottengono dentature **normalizzate**; se la dentiera è stata disposta più in fuori, si hanno dentature con **correzione positiva** ( $c > 0$ ), se è stata disposta più in dentro si hanno dentature con **correzione negativa** ( $c < 0$ ). Si definiscono dentature "**corrette**" delle dentature nelle quali la linea primitiva della rispettiva circonferenza è spostata di un certo valore  $x$  della linea di riferimento. Infatti il rapporto  $x = \frac{c}{m}$  rappresenta il valore adimensionale della correzione.

## 1.2 Trasmissione del moto

Siano  $n_1$  e  $n_2$  le velocità di due ruote di ingranaggi fra loro ed aventi  $z_1$  e  $z_2$  denti. Eguagliando il numero di denti che transitano in un minuto nella zona di lavoro  $n_1 z_1 = n_2 z_2$ , il rapporto della trasmissione vale:

$$\tau = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

I profili dei denti sono opportunamente realizzati in modo che il rapporto della trasmissione  $\tau$  sia perfettamente costante e uguale a quello ora trovato.

I profili ad evolvente di cerchio tracciati con il medesimo procedimento su due ruote dentate, che si accoppiano fra loro a formare un ingranaggio, sono da considerarsi ciascuno solidale con il corrispondente diametro primitivo della ruota e risultano fra di loro **coniugati**. Sono quindi in grado di trasmettere il moto come lo trasmetterebbero i diametri primitivi rotolando uno sull'altro senza strisciare. Nel moto assoluto la velocità del punto di contatto delle primitive deve essere uguale per le due ruote affinché non ci sia strisciamento, quindi  $r_{p01} \omega_1 = r_{p02} \omega_2$  dove  $r_{p01}$  e  $r_{p02}$  sono rispettivamente il **raggio della primitiva** della *ruota motrice* e *della ruota condotta*. Definendo il rapporto di trasmissione istantaneo

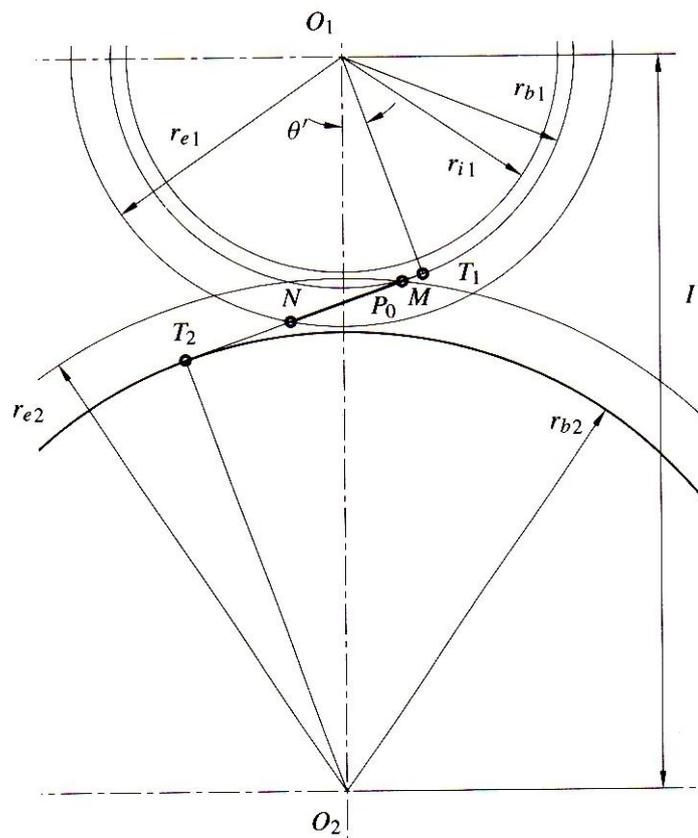
$$\tau = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Ricavando la dentatura delle ruote con la medesima dentiera, caratterizzata dal modulo  $m$  e dall'angolo di pressione  $\theta_0$ , in modo che i fianchi dei denti siano fra loro coniugati, la trasmissione continua dell'ingranamento per più giri di rotazione delle ruote viene ottenuta realizzando sulle ruote un numero intero di denti  $z_1$  e  $z_2$  in modo che il moto sia via via trasmesso con continuità da nuove coppie di profili coniugati (*denti*). La lunghezza dell'arco di cerchio fra due punti omologhi della dentatura misurata sul diametro primitivo delle ruote, deve essere uguale per le due ruote

$$\frac{(2\pi r_{p01})}{z_1} = \frac{(2\pi r_{p02})}{z_2} \quad \text{da cui:} \quad \frac{r_{p01}}{r_{p02}} = \tau = \frac{z_1}{z_2}$$

Il rapporto di trasmissione istantaneo di un ingranaggio può quindi essere calcolato come il rapporto fra il numero di denti della ruota motrice ed il numero di denti della ruota condotta.

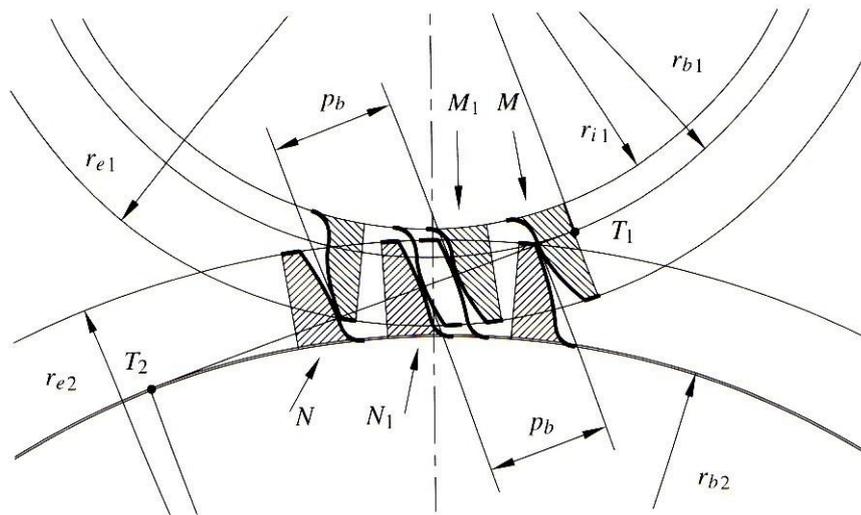
Tra due ruote dentate cilindriche, a denti dritti, tagliati con lo stesso utensile sopra descritto, il movimento si trasmette in modo cinematicamente corretto purché esse siano disposte con l'interasse  $l$  poco minore della somma dei raggi di troncatura esterna (e tale ovviamente che non vi sia compenetrazione dei profili), cioè con un interasse all'incirca uguale alla somma  $I_0 = \frac{(d_{(p01)} + d_{(p02)})}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$  detto *interasse di taglio*.



Trasmissione del moto fra due ruote dentate

In tali condizioni i possibili contatti fra i fianchi dei denti avvengono nella zona compresa tra i cerchi di troncatura esterna comune alle due ruote dentate. Se  $P$  è un generico punto di contatto, per un'ovvia proprietà dell'evolvente, la normale ai profili nel punto di contatto sarà tangente ai cerchi fondamentali delle due ruote. Poiché tale normale, la  $T_1 T_2$ , non dipende da  $P$  è ovvio che i contatti possono aversi solo su di essa e più precisamente nel tratto  $MN$  di essa che risulta intero alla zona dei possibili contatti. Se il segmento  $MN$  è maggiore del passo  $p_b$ , prima

che i due denti si separino (quindi uscendo da  $N$ ) altri due sono già entrati in presa (entrando da  $M$ ) e il moto può proseguire indefinitamente. A tal proposito si definisce il fattore di ricoprimento  $f_c = MN/p_b$  ovvero il fattore che esplicita il numero di denti “*in presa*” che deve risultare **maggiore di 1** definito infatti “*condizione di ingranamento*”.



Zone con contatti singole e doppi

Come nella maggior parte dei casi, quando  $f_c$  risulta compreso tra 1 e 2, il segmento  $MN$  viene diviso in due zone: la zona centrale dei contatti singoli  $MM_1$  ed  $NN_1$ , fra loro uguali. Quando due denti sono a contatto in un punto di  $M_1N_1$  non si hanno altri denti a contatto e quindi essi supportano da soli tutto il carico.

La condizione  $\tau = \text{cost.}$  può rappresentarsi come il rotolamento dell'uno sull'altro di due cerchi primitivi di centri  $O_1$  e  $O_2$  e diametri  $d_{p1}$  e  $d_{p2}$  tali che:

$$\frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} = I \text{ ed } \frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \tau$$

Queste primitive “*di funzionamento*” coincidono con le primitive “*di taglio*” solo quando l’**interasse di funzionamento  $I$**  è uguale ad  $I_0$ . Le primitive di funzionamento sono a contatto nel punto  $P_0$  (definito **centro di istantanea rotazione del moto relativo tra le ruote**), intersezione del telaio  $O_1O_2$  con la retta  $T_1T_2$ : tale retta risulta inclinata rispetto alla normale al telaio dell’angolo  $\theta'$ , detto angolo di pressione di funzionamento, che è uguale a  $\theta_0$  solo per:  $I = I_0$ .

$$\text{Quindi risulta: } \frac{I}{I_0} = \frac{dp_1}{d_{(p_{01})}} = \frac{dp_2}{d_{(p_{02})}} = \frac{\cos\theta_0}{\cos\theta'} = \frac{p'}{p_0}$$

Dove  $p'$  è il passo sulle primitive di funzionamento e  $p_0$  è il passo sulle primitive di taglio.

Se si desidera inclinare l'interasse di una variazione percentuale  $B_v$  quindi:

$$B_v = \frac{I - I_0}{I_0} \quad \text{risulta: } \frac{I}{I_0} = \frac{dp_1}{d_{(p_{01})}} = \frac{dp_2}{d_{(p_{02})}} = \frac{\cos\theta_0}{\cos\theta'} = \frac{p'}{p_0} = 1 + B_v$$

### 1.3 Calcolo dell'interasse di funzionamento

Le considerazioni svolte finora valgono per un valore impreciso dell'interasse  $I$  (distanza fra i due centri delle circonferenze primitive), con le sole limitazioni che esso non sia troppo piccolo per evitare compenetrazione del materiale e che non sia troppo grande per evitare fattori di ricoprimento minori di 1, cioè per evitare di compromettere la continuità del movimento. Il valore effettivo dell'interasse viene determinato in sede di progetto imponendo che non vi siano giochi laterali tra i denti in presa, in modo da evitare sbattimenti nel caso di inversione del senso del movimento (o della coppia trasmessa). L'assenza di giochi è molto importante nel caso di meccanismi di posizionamento, ma anche nel caso più generale, dove un piccolo interasse viene stabilito con detta condizione, ottenendo poi in realtà il piccolo gioco richiesto con un'opportuna scelta delle tolleranze di lavorazione. Il valore di  $I$  del fattore di ricoprimento ed i denti sono caricati il più possibile vicino alla base. Per calcolare l'interasse di funzionamento col quale non si hanno giochi laterali si impone che sulle primitive di funzionamento la somma dello spessore del dente di una ruota con lo spessore del dente dell'altra risulti eguale al passo misurato sulle primitive di funzionamento. Con alcuni passaggi si ottiene la formula fondamentale

$$Inv\theta' = int(\theta_0) + B\tan(\theta_0) \quad \text{nella quale:}$$

$$B = \frac{c_1 + c_2}{I_0} = 2 \frac{(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2}$$

Che permette di calcolare l'angolo di pressione di funzionamento  $\theta'$ ; noto questo, l'interasse di funzionamento vale

$$I = I_0 \frac{\cos \theta_0}{\cos \theta'}$$

## 1.4 Ingranaggi elicoidali

Gli ingranaggi elicoidali si possono ottenere anch'essi con l'utensile dentiera, dando loro, al contrario degli ingranaggi a denti dritti, un moto alternativo di taglio non più in direzione dell'asse della ruota da dentare, ma in una direzione inclinata dell'angolo  $\beta_0$  rispetto a questo. Così facendo, nel piano perpendicolare all'asse della ruota (piano "frontale") l'utensile appare come dilatato nella direzione della primitiva  $L_0$  della quantità  $\frac{1}{\cos \beta_0}$ , cioè come se avesse il passo

$$p_{0f} = \frac{\pi m}{\cos \beta_0} \text{ e quindi un modulo } m_f = \frac{m}{\cos \beta_0}$$



Ruota con vite elicoidale

ed un angolo di pressione tale *che*  $\tan\theta_{0f} = \frac{\tan\theta_0}{\cos\beta_0}$ ,

il diametro della primitiva di taglio  $d_{p_0}$  vale  $d_{p_0} = m_f * z = \frac{mz}{\cos\beta_0}$

(aumenta cioè nella stessa proporzione con cui aumenta il passo),e quindi

l'interasse "di taglio"  $I_0$  vale  $I_0 = \frac{m(z_1+z_2)}{2\cos\beta_0}$

L'utensile dentiera viene disposto con la primitiva  $L_0$  tangente alla primitiva di taglio. Su quest'ultima la dentatura ha il passo  $p_{0f}$ , l'angolo di pressione  $\theta_{0f}$ , e l'inclinazione dell'elica  $\beta_0$ , mentre i denti hanno uno spessore

$$g_{0f} = m \frac{\frac{\pi}{2} + 2x \tan\theta_0}{\cos\beta_0}$$

uguale cioè al vano dell'utensile nella sezione frontale. Analogamente a quanto avviene per i denti dritti, per diametri diversi da quello di taglio, il passo varia in proporzione al diametro, l'angolo di pressione varia con la legge

$$d \cos\vartheta_f = d_{p_0} \cos\theta_{0f}$$

e lo spessore frontale del dente varia con la legge

$$\frac{g_f}{d} + \text{inv}\theta_f = \frac{g_{0f}}{d_{p_0}} + \text{inv}\theta_{0f};$$

inoltre non rimane costante neppure l'inclinazione dell'elica, secondo la legge

$$\tan\beta = \frac{d}{d_{p_0}} \tan\beta_0.$$

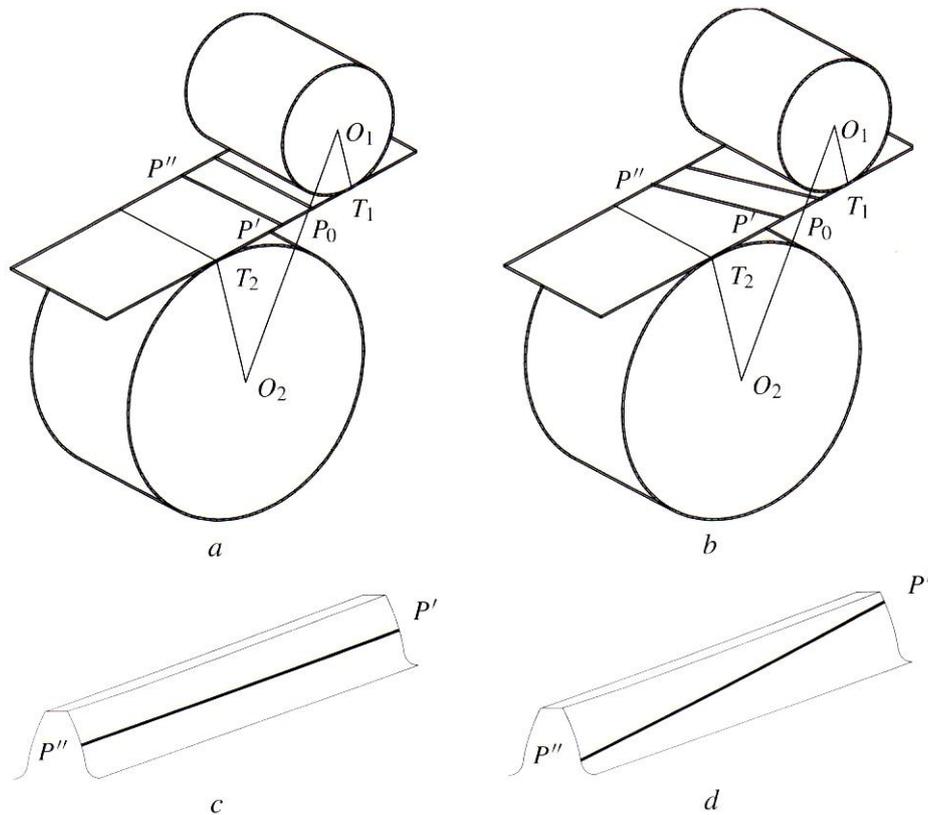
In particolare, sul cerchio fondamentale, il passo vale

$$p_b = p_{0f} \cos \theta_{0f}$$

e l'angolo  $\beta_0$  di inclinazione dell'elica è dato dalla formula

$$\tan \beta_b = \tan \beta_0 \cos \theta_{0f}.$$

Occorre ricordare le principali differenze di funzionamento tra gli ingranaggi a denti dritti e gli ingranaggi a denti elicoidali: infatti in riferimento alla figura sottostante, nella cui parte di sinistra si considera il caso di ingranaggi a denti dritti e nella destra quello di ingranaggi a denti elicoidali.



Linee di contatto per gli ingranaggi a denti dritti ed elicoidali

I contatti possono avvenire solo nel piano dei contatti tangente ai cilindri fondamentali e precisamente nella zona, evidenziata nella figura soprastante, interna ad entrambi i cilindri di troncatura esterna. La linea  $P'P''$ , riportata nelle figure in basso, è la retta di contatto, luogo dei punti di contatto fra i denti in un istante generico. Tale retta, intersezione dei fianchi dei denti con il piano di contatto, risulta parallela agli assi degli ingranaggi nel caso dei denti dritti, mentre è inclinata di un angolo  $\beta_b$  (uguale all'inclinazione dell'elica sui cilindri fondamentali) nel caso dei denti elicoidali. Detta retta, durante il moto, trasla sul piano dei contatti con velocità uguale a quella periferica dei cilindri fondamentali. Per la continuità del movimento, prima che una retta esca dal tratto  $MN$  evidenziato, un'altra deve esservi già entrata: le rette si susseguono con una distanza pari al passo  $P_b$  misurato sui cilindri fondamentali.

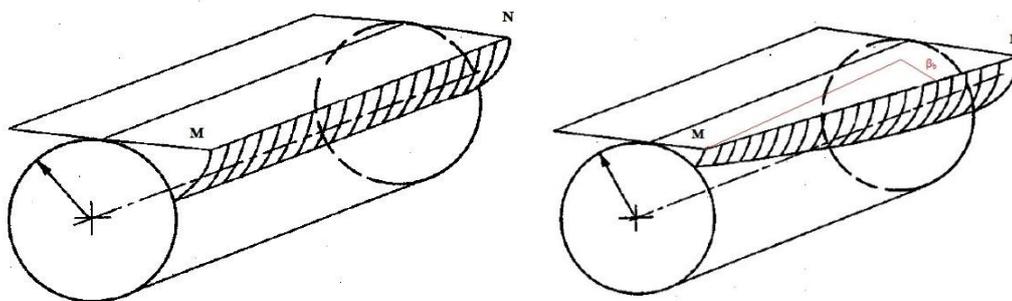
Il rapporto

$$f = \frac{MN}{P_b}$$

**è il noto fattore di ricoprimento frontale:** tale fattore, negli ingranaggi a denti dritti, deve ovviamente essere maggiore di 1; ciò invece non sembra necessario nel caso di ingranaggi elicoidali, perché se anche il punto  $P'$  è uscito dalla zona evidenziata, in essa rimane ancora un buon tratto del segmento  $P'P''$ . Si ha quindi un aumento della sicurezza della continuità di ingranamento, in quanto ad  $f$  si aggiunge un fattore di ricoprimento “secondario” (figura sottostante) che vale ovviamente ( $p_l = \frac{p_b}{\tan \beta_b}$ )

$$f_3 = \frac{b \tan \beta_b}{p_b}$$

dove  $b$  è la larghezza assiale degli ingranaggi.



Ruote dentate cilindriche a denti dritti e elicoidali

È bene osservare subito che di questo fatto non si approfitta come sarebbe possibile fare per ridurre a piacere  $f$ , ma bensì per avere un numero maggiore di denti (o di tratti di dente) contemporaneamente in presa. In pratica gli ingranaggi elicoidali, per essere veramente tali, debbono avere  $f_3 \geq 1.8$ . Invece con  $f_3 < 1.8$  i vantaggi della dentatura elicoidale sono irrilevanti, e per  $f_3 < 1$  non sono neppure valide le formule usuali di progetto. Poiché risulta

$$f_3 = \frac{b \sin \beta_0}{\pi m}.$$

posto  $f_3 = 1.8$  si ricava che  $b$  deve essere almeno maggiore di  $\frac{1.8 \pi m}{\sin \beta_0}$  (cioè di  $16m$  per  $\beta_0 = 20^\circ$ ).

Lo svantaggio di questi ingranaggi è che la spinta  $S$  varia e essendo normale alla  $P'P''$  sul piano dei contatti, è  $\frac{1}{\cos \beta_b}$  volte più grande di quella che si avrebbe per gli ingranaggi cilindrici; questo svantaggio è automaticamente compensato dal fatto che anche la lunghezza di contatto corrispondente ad un dente è  $\frac{1}{\cos \beta_b}$  volte maggiore della larghezza assiale; inoltre a differenza degli ingranaggi a denti dritti sono presenti anche sforzi assiali. La capacità di carico degli ingranaggi elicoidali a causa di questa compensazione non solo non è inferiore a quella degli ingranaggi a denti dritti ma è superiore, e ciò per le seguenti ragioni:

- Il minor lavoro e i sovraccarichi dinamici, sensibili alle alte velocità ( $K_V$  minore);
- La maggior precisione costruttiva, che fa sì che il carico si distribuisca su una larghezza che immediatamente è  $f$  volte quella che si avrebbe con un solo dente a contatto; nel caso dei denti dritti molto precisi si può, tener conto di ciò soltanto nel calcolo di verifica “a forza”, per mezzo del coefficiente  $Y_\epsilon$  che tiene conto del fattore di ricoprimento laterale  $f_3$  ;
- La diversa forma dei denti, e precisamente la diversa sezione che essi hanno nel piano perpendicolare al loro asse (sezione normale): osserviamo che per quanto riguarda la pressione di contatto, i denti presentano un maggior raggio di curvatura, esattamente  $\frac{1}{\cos \beta_b}$  volte maggiore di quello che si ha sulla sezione frontale, mentre per quel che riguarda il calcolo “a forza” si osserva che la forma della sezione normale del dente, pur non essendo ad evolvente, è molto prossima a quella di un ingranaggio a denti dritti avente *il numero di denti virtuale*  $z_f = \frac{z}{\cos^3 \beta_0}$  (più robusto di uno con solo  $z$  denti).

Altri due svantaggi relativi alla soluzione con ingranaggi elicoidali è la produzione di una forza risultante lungo l'asse dell'ingranaggio, che deve essere adeguatamente compensata ed un maggiore attrito tra i denti causato dalla maggiore superficie di contatto, che deve essere ridotto con l'uso di lubrificanti.

# CAPITOLO 2

## ROTISMI

### 2.1 Definizione



Rotismo

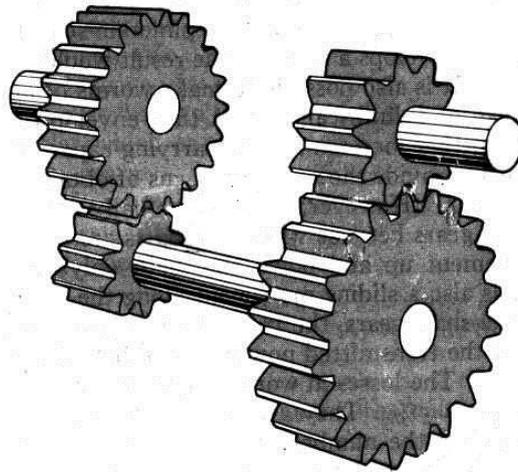
Il rotismo è un meccanismo nel quale la trasmissione del moto avviene per mezzo di ruote dentate. Il rotismo più semplice è un sistema costituito da due ruote dentate coniugate (costituenti l'ingranaggio) e dal membro a cui le due ruote sono accoppiate rotoidalmente.

Questi meccanismi si suddividono in:

- **Ordinari:** se gli assi delle ruote sono fissi rispetto al telaio;
- **Epicicloidali:** se uno o più assi sono mobili rispetto al telaio.

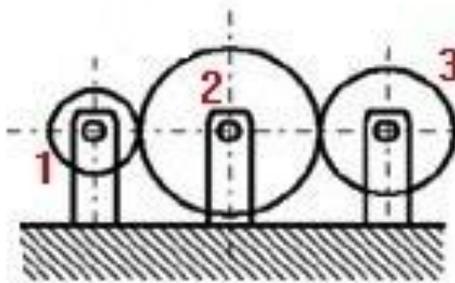
È comunque opportuno definire la caratteristica principale del rotismo cioè **il rapporto di trasmissione**. Esso è il rapporto fra velocità angolare del cedente e quella del movente.

## 2.2 Rotismi ordinari



Rotismo ordinario a due ingranamenti

Definiamo quindi il rapporto di trasmissione  $\tau = \frac{\omega_n}{\omega_1} = \frac{\omega_2 * \omega_3 * \omega_4}{\omega_1 * \omega_2 * \omega_3} \dots \frac{\omega_n}{\omega_{n-1}}$   
Cioè  $\tau$  è dato dal rapporto di trasmissione delle coppie di ruote consecutive.



Rotismo ordinario composto da tre ruote a due ingranamenti

Ora calcoliamo i rapporti fra le coppie di ruote definendo la ruota 1 movente e quella 3 cedente:

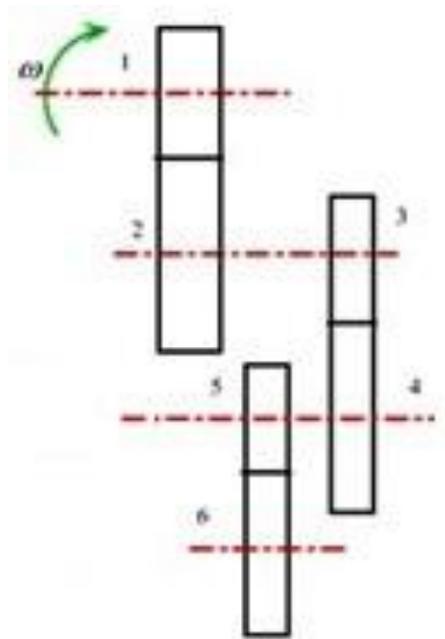
- $\tau_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$
- $\tau_{23} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_3}$
- $\tau = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\omega_3 * \omega_2}{\omega_1 * \omega_2} = \tau_{12} * \tau_{23}$

Nel caso in cui negli alberi intermedi siano inserite due ruote (ruote 3 – 4 nel primo e 5 – 6 nel secondo), le velocità di queste ultime risultano uguali:

$$\tau = \frac{\omega_2 * \omega_4 * \omega_6}{\omega_1 * \omega_3 * \omega_5} \dots \frac{\omega_n}{\omega_{n-1}}$$

Infatti  $\tau$  è dato dal rapporto di trasmissione delle ruote che ingranano tra loro.

Consideriamo il rotismo riportato nella figura sottostante composto da 6 ruote (quindi  $n = 6$ )

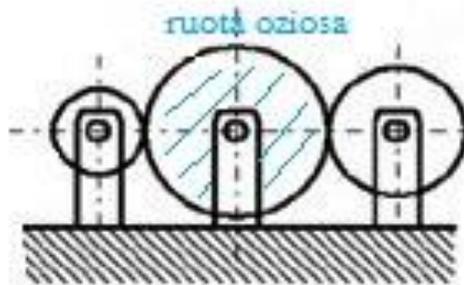


$$\tau = \frac{\omega_6}{\omega_1} = \frac{(\omega_2 * \omega_3 * \omega_4 * \omega_5 * \omega_6)}{\omega_1 * \omega_2 * \omega_3 * \omega_4 * \omega_5}$$

Dato che  $\omega_2 = \omega_3$  e  $\omega_4 = \omega_5$  e poiché ogni ingranamento può essere espresso in funzione del numero di denti, otteniamo:

$$\tau = \frac{Z_1 * Z_3 * Z_5}{Z_2 * Z_4 * Z_6}$$

Se una ruota è allo stesso tempo motrice e condotta, cioè ingrana contemporaneamente con le due ruote adiacenti, si chiama ruota oziosa: non influisce sul rapporto di trasmissione e serve solamente a cambiare il verso di rotazione rispetto ad un accoppiamento diretto.

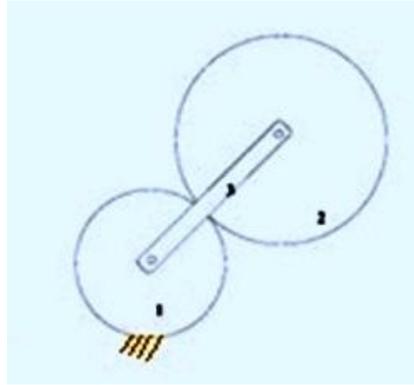


Ruota oziosa nel rotismo ordinario

Con rotismi ordinari ad un solo ingranamento si possono realizzare rapporti di trasmissione compresi tra  $\frac{1}{6}$  e 6; per rapporti fuori da questo intervallo si deve ricorrere a rotismi a più ingranamenti (con una conseguente riduzione di ingombri e costi).

## 2.3 Rotismi epicicloidali

Un rotismo epicicloidale è caratterizzato dall'aver almeno un asse di rotazione mobile rispetto al telaio, quindi nel nostro caso la ruota 1 è fissa, il membro 3 collega gli assi delle due ruote attorno ad  $O$  (definito "portasatellite") e la ruota 2 è libera di ruotare attorno al proprio asse (definito "satellite").



Rotismo epicicloidale

Un rotismo epicicloidale può ammettere più gradi di libertà e non è presente un membro fisso, è però sempre caratterizzato dall'aver almeno l'asse di una ruota mobile rispetto al telaio.

Non si può quindi parlare di rapporto di trasmissione "ordinario", ma si definisce una relazione tra le velocità angolari delle ruote estreme e la velocità angolare del portasatellite. Si assegna quindi al meccanismo una velocità angolare opposta a quella del portasatellite, con questo rimedio il componente appena citato resta fermo e il meccanismo è così riconducibile a un rotismo ordinario definito "**Formula Di Willis**". Le velocità della prima e ultima ruota diventano:

$$\tau_0 = \frac{\omega_n - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p}$$

Come già citato in precedenza, questo espresso dalla formula non è il rapporto di trasmissione del rotismo epicicloidale, ma il rapporto di trasmissione reso ordinario.

Il rotismo epicicloidale può presentare i seguenti casi:

1) Ruota 1 ferma

$$\omega_1 = 0, \text{ la formula di Willis: } \tau_0 = 1 - \frac{\omega_n}{\omega_p}$$

e quindi il portasatellite  $\frac{\omega_n}{\omega_p} = 1 - \tau_0$  e la ruota n motrice  $\frac{\omega_p}{\omega_n} = \frac{1}{1 - \tau_0}$ ;

2) Ruota n ferma

$$\omega_n = 0, \text{ la formula di Willis: } \frac{1}{\tau_0} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_p}$$

e quindi il portasatellite  $\frac{\omega_1}{\omega_p} = \frac{\tau_0 - 1}{\tau_0}$  e la ruota 1 motrice  $\frac{\omega_p}{\omega_1} = \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1}$ ;

3) Se il meccanismo ha due gradi di libertà

$$\text{la formula di Willis: } \omega_p = \omega_1 * \frac{\tau_0}{\tau_0 - 1} - \omega_n * \frac{1}{\tau_0 - 1};$$



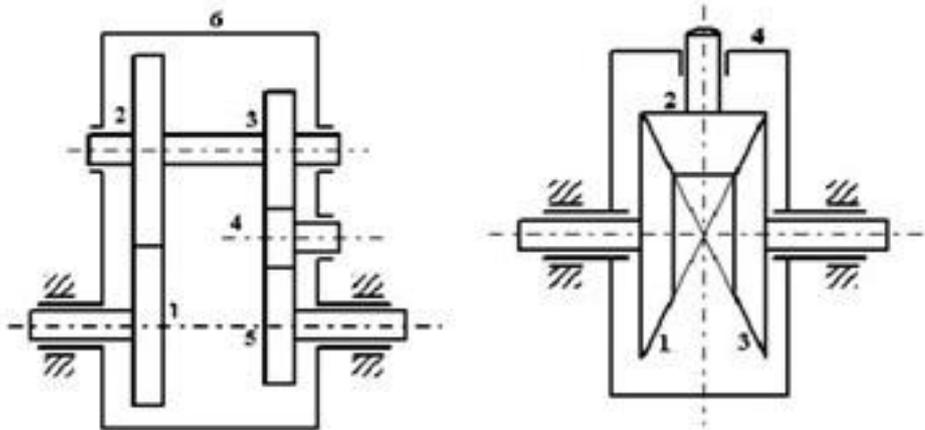
Trasformazione del rotismo epicicloidale in ordinario

Nel caso in figura, per determinare  $\tau_0$ , fissiamo il portasatellite e valutiamo il rapporto di trasmissione del rotismo reso ordinario con la ruota 1 movente e quella 2 cedente attraverso il numero di denti  $\tau_0 = -\frac{z_1}{z_2}$  (il rapporto è negativo perché le due ruote dentate hanno il verso opposto).

Sostituendo  $\tau_0$  si trova il rapporto tra le velocità angolari di satellite e portasatellite:

$$\frac{\omega_2}{\omega_p} = \frac{z_1 + z_2}{z_2}$$

Notiamo quindi che il rotismo epicicloidale permette di realizzare un rapporto tra cedente e movente minore del rotismo ordinario. I rotismi a due gradi di libertà sono in generale dei meccanismi con un movente e due cedenti, sono anche chiamati **rotismi differenziali** come quelli riportati nelle figure sottostanti.



Rotismi epicicloidali differenziali

Nel primo rotismo il movente è il portasatellite e i due cedenti sono le ruote 1 e 5, quindi tramite la formula di Willis:

$$\tau_0 = \frac{z_1 * z_3}{z_2 * z_5}$$

dove se  $z_1 = z_2$  e  $z_3 = z_5$  risulta  $\tau_0 = -1$

$$\tau_0 = \frac{\omega_5 - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p} \quad \text{quindi} \quad \omega_p = \frac{(\omega_1 + \omega_5)}{2};$$

anche nel secondo rotismo vale  $\tau_0 = -1$  con la seguente formula di Willis:

$$\tau_0 = \frac{\omega_3 - \omega_p}{\omega_1 - \omega_p} \quad \text{quindi} \quad \omega_p = \frac{\omega_1 + \omega_3}{2}.$$

In entrambi i casi la velocità angolare del portasatellite è ricavata dalla media aritmetica tra le velocità angolari delle due ruote cedenti.

# CAPITOLO 3

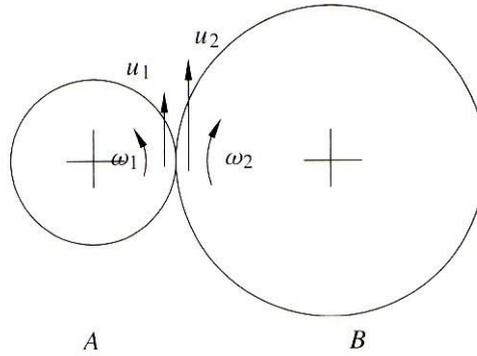
## DANNEGGIAMENTI ED EFFETTI DELL'INGRANAMENTO

### 3.1 Usura progressiva

Le superfici dei denti nelle zone striscianti sotto carico si consumano progressivamente, questo consumo può essere misurato in  $\frac{mg}{kWh}$  asportati. L'esperienza mostra che il consumo è assai intenso nel primo periodo di funzionamento della coppia di ingranaggi; d'altra parte nella fase iniziale è in genere decisamente favorevole in quanto costituisce un adattamento mutuo delle dentature. L'adattamento esercita un'azione generalmente vantaggiosa sulla forma dei profili.

Se però il logoramento è eccessivo, i profili vengono alterati irregolarmente e si hanno urti e vibrazioni durante il funzionamento. Il logorio dannoso può aversi già nella prima fase di funzionamento, se il consumo supera la necessità dell'adattamento ed è irregolare (a volte anche a causa di eccessivi errori iniziali di costruzione). In ogni caso il logorio prosegue, sia pure a ritmo ridotto, indefinitamente, se non altro a causa dei ripetuti avviamenti (anche quando a regime si riesca ad ottenere l'attrito idrodinamico).

Il logorio può essere aggravato dall'abrasione che a differenza di esso riflette circostanze anormali, e si verifica se particelle metalliche, trasportate dal lubrificante, graffiano le superfici a contatto. Se non ci si avvede del fatto tempestivamente, le particelle metalliche possono moltiplicarsi e dar luogo a un consumo irregolare che nei casi più gravi diviene massiccio, portando alla distruzione dei denti. Consideriamo i due cilindri  $A$  e  $B$  (figura sottostante) che sono premuti l'uno contro l'altro e ruotano con velocità periferiche  $\mathbf{u}_1$  e  $\mathbf{u}_2$ . Se  $\mathbf{u}_1 \neq \mathbf{u}_2$ , essi strisciano con velocità relativa  $\mathbf{w} = \mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2$  e a causa dello strisciamento si usurano. Seguendo l'ipotesi del Reye si può ritenere che il volume del materiale asportato sia proporzionale al lavoro dissipato per attrito, e poiché è proporzionale a  $\mathbf{w}$ , il volume asportato per unità di tempo sarà proporzionale a  $\mathbf{w}$ .



Usura di due cilindri che strisciano l'uno contro l'altro

Se per semplicità riteniamo che i due cilindri siano fatti dello stesso materiale, i volumi asportati dall'uno all'altro sono uguali; poiché le aree da cui tali volumi vengono trasportati nell'unità di tempo sono proporzionali ad  $\mathbf{u}_1$  e  $\mathbf{u}_2$ , è chiaro che gli spessori di materiale asportato saranno inversamente proporzionali ad  $\mathbf{u}_1$  ed  $\mathbf{u}_2$ , cioè il cilindro con velocità periferica maggiore risulterà meno usurato, mentre il cilindro con velocità minore risulterà più usurato. In conclusione si vede che lo spessore asportato, cioè l'usura, è proporzionale al rapporto  $\frac{w}{u}$  dello strisciamento specifico.

Nel caso degli ingranaggi per l'usura dei fianchi dei denti vale lo stesso discorso, facendo l'approssimazione di assimilare a due cilindri di denti  $T_1$  e  $T_2$  e raggi  $\rho_1 = PT_1$  e  $\rho_2 = PT_2$  i denti a contatto variabili al variare del punto di contatto  $P$ . Tali cilindretti ruotano attorno a  $T_1$  e  $T_2$  con le velocità angolari  $\omega_1$  e  $\omega_2$  dei due ingranaggi, e le due velocità periferiche nel punto di contatto  $P$  valgono  $\mathbf{u}_1 = \omega_1 \rho_1$  ed  $\mathbf{u}_2 = \omega_2 \rho_2$ , mentre la velocità relativa vale  $\boldsymbol{\omega} = \mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2 = (\omega_1 + \omega_2) P_0P$ . Per quanto prima esposto per gli strisciamenti specifici

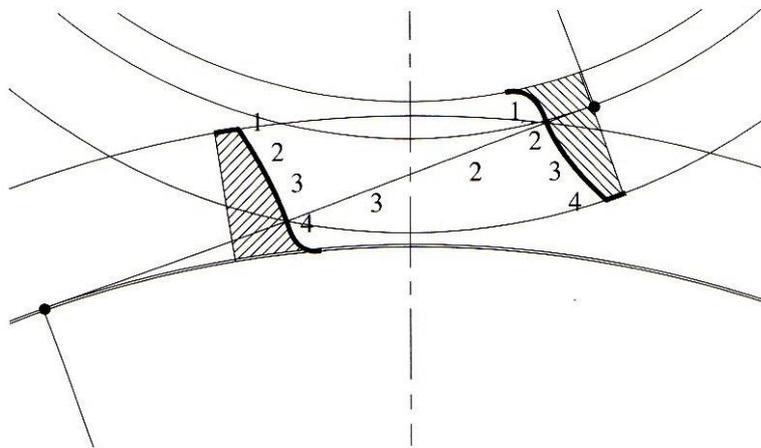
$$\frac{\omega}{u_1} = \frac{(\omega_1 + \omega_2)P_0P}{\omega_1 T_1 P} = \frac{z_1 + z_2}{z_2} \frac{P_0P}{T_1 P}$$

$$\frac{\omega}{u_2} = \frac{(\omega_1 + \omega_2)P_0P}{\omega_2 T_2 P} = \frac{z_1 + z_2}{z_1} \frac{P_0P}{T_2 P}$$

danno idea della ripartizione dell'usura tra i due denti. Lo strisciamento specifico è nullo quando il punto di contatto si trova sulle primitive (figura sottostante), cioè in  $P_0$ ; per  $P$  compreso tra  $P_0$  e  $T_1$ , man mano che  $P$  si avvicina a  $T_1$ , lo strisciamento specifico del dente della ruota 1 cresce tendendo all' $\infty$ , mentre lo strisciamento specifico del dente della ruota 2 cresce tendendo ad 1; per  $P$

compreso tra  $P_0$  e  $T_2$ , man mano che si avvicina a  $T_2$ , lo strisciamento specifico del dente della ruota 1 cresce tendendo ad 1, mentre lo strisciamento specifico del dente della ruota 2 cresce tendendo all' $\infty$ .

In pratica però nel proporzionamento normale l'usura del dente è massima alla base, nonostante la diminuzione del carico che si ha in essa, e poiché il punto  $M$  è ben più vicino a  $T_1$  di quando non sia  $N$  a  $T_2$ , si deduce che in condizioni peggiori si trova il pignone, per il quale quindi lo strisciamento specifico alla base del dente raggiunge valori assai maggiori di quello alla base del dente della ruota più grande: ciò è tanto più vistoso quanto più  $\tau$  si allontana da 1.



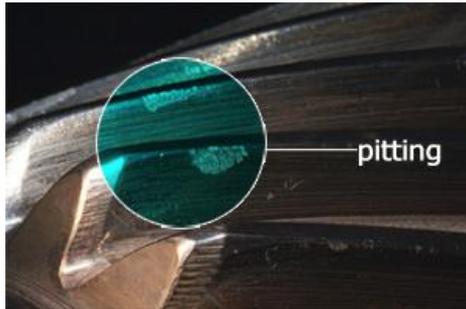
Punti di contatto sui fianchi lungo la linea dei contatti

### 3.2 Pressioni di contatto e problematica usura da pitting

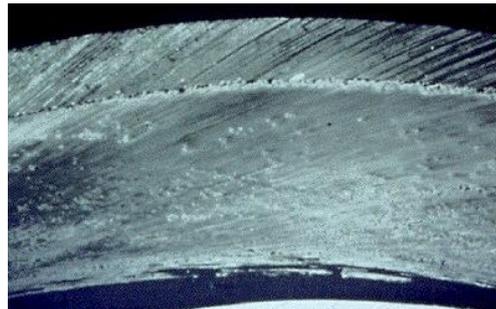
La pressione di contatto fra due denti in presa può essere calcolata assimilando i denti a due cilindri, si può allora applicare la nota formula di Hertz:

$$\sqrt{0.35 \frac{S}{b} \frac{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)}}$$

dove  $S$  è la spinta fra i denti,  $b$  la larghezza assiale dei denti,  $\rho_1$  e  $\rho_2$  i raggi dei cilindri-denti (distanti dal generico punto di contatto  $P$  da  $T_1$  e  $T_2$ ); dove  $E_1$  ed  $E_2$  sono i moduli di elasticità dei materiali. Lunghi periodi di funzionamento sotto forti valori della pressione di contatto producono il fenomeno del “*pitting*” sui fianchi dei denti, cioè la formazione di fossettature che si aprono per fenomeni di fatica superficiale e che si aggravano col tempo, anche a causa delle forti pressioni esercitate dal lubrificante quando viene intrappolato in esse.



Usura da pitting progressivo



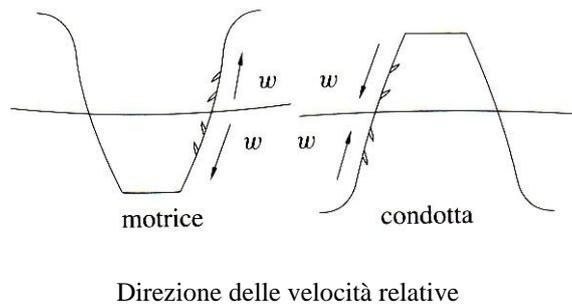
Pitting (in sezione)

Per evitare formazione di pitting durante la vita prevista per l’ingranaggio, bisogna limitare opportunamente il valore della pressione di contatto  $p$ . Al variare del punto di contatto  $P$  sulla  $T_1T_2$  varia la pressione  $p$  in quanto variano i raggi  $\rho_1 = T_1 P$  e  $\rho_2 = T_2 P$  dei cilindri-denti: il minimo valore di  $\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$  si ha quando  $P$  si trova a metà strada fra  $T_1$  e  $T_2$ . Spostandosi verso  $T_1$  o  $T_2$  la pressione aumenta, anche se di poco, perché l’aumento dovuto alla diminuzione di un  $\rho$  è parzialmente compensato dall’aumento dell’altro  $\rho$ . Solo quando  $P$  è molto vicino a  $T_1$  e  $T_2$  tale effetto di compensazione perde efficacia e la pressione di contatto diventa molto elevata.

L’usura di “pitting” consiste in minutissime rotture dello strato superficiale interessato dalle deformazioni di contatto, per cui la superficie assume un aspetto caratteristico, con numerose piccolissime pozzette irregolari (pitting iniziale): il fenomeno è accompagnato da una alterazione della struttura superficiale con orientamento delle fibre nella direzione del moto (struttura da pitting), causato dalla ripetizione di una eccessiva sollecitazione locale di compressione. Negli ingranaggi il passaggio dal pitting iniziale al pitting distruttivo, oltre che dal valore della pressione di contatto dipende anche dalle condizioni di strisciamento e lubrificazione. Osservazioni sperimentali mostrano che il pitting si forma nella zona di pressione massima, però le pozzette non si formano sulle superfici di

entrambi i denti a contatto (benché la pressione di contatto sia la stessa), ma solo sul fianco che torna in zona di dedendum.

È chiaro che c'è un legame tra lo strisciamento specifico e la formazione del pitting iniziale, tuttavia di questo non si può tener facilmente conto nelle formule di progetto ad usura. Inoltre il pitting iniziale non è di per sé dannoso: sono le forti pressioni di contatto ad amplificarlo trasformandolo nel pitting distruttivo. Questo fenomeno procede diversamente a seconda che il dente da esso affetto appartenga alla ruota motrice o a quella condotta. Dalla figura sottostante si vede innanzitutto che l'andamento della velocità relativa  $\omega$  è diverso per un dente e per l'altro. A causa della continua sollecitazione di scorrimento, il materiale tende a spostarsi lungo il fianco del dente nel senso della velocità relativa  $\omega$ , e pertanto si deduce che la velocità  $\omega$  tende ad allontanare dalla primitiva il materiale del dente della ruota motrice, mentre tende ad avvicinare il materiale del dente della ruota condotta alla primitiva.



Per il diverso senso di sollecitazione dei denti della ruota motrice rispetto ai denti della ruota condotta, le cricche di pitting aperte sui primi tendono ad aggravarsi, presumibilmente perché la sollecitazione trova condizioni favorevoli a spingere l'olio in esse dove viene accumulato creando così dall'interno una sovrappressione che peggiora la situazione, mentre le cricche aperte sui denti della ruota condotta tendono a spianarsi.

Tenendo conto delle sovrasollecitazioni dinamiche tramite il coefficiente  $K_v$ , ed indicando con  $W$  la potenza che l'ingranaggio deve trasmettere, la spinta  $S$  risulta

$$S = \frac{\frac{W}{\omega_1}}{\frac{d_{p1} \cos \theta'}{2}} K_v$$

quindi essendo

$$\rho_1 = T_1 P_0 = \frac{(d_{p1} \sin \theta')}{2} \quad , \quad \rho_2 = T_2 P_0 = \frac{(d_{p2} \sin \theta')}{2} = \frac{(d_{p1} \sin \theta')}{2\tau}$$

si ottiene la nota formula per il progetto degli ingranaggi “ad usura”

$$p = \sqrt{\frac{2.8 \frac{W}{\omega_1(1+\tau)} K_v}{b d_p^2 \sin 2\theta} \frac{1}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} \leq p_{lim}$$

dove la pressione limite  $p_{lim}$  dipende dalle durezza del materiale e dalla vita prevista dell'ingranaggio.

### 3.3 Grippaggio

Per definizione la velocità relativa  $\omega = u_1 - u_2$  si annulla in  $P_0$  (perché rispetto alla primitiva la velocità relativa è sempre nulla), si potrebbe quindi pensare che in  $P_0$  venga a mancare la portata di lubrificante, ma ciò è errato infatti la portata di lubrificante nel meato fra cilindri + denti non è proporzionale alla velocità relativa  $\omega = u_1 - u_2$ , ma invece è proporzionale alla semisomma di  $u_1$  ed  $u_2$ , cioè alla semisomma della velocità delle pareti rispetto al meato. Poiché  $u_1 + u_2$  è sempre diverso da zero, la portata di lubrificante non viene mai a mancare. Alla velocità relativa  $\omega$  è invece proporzionale la potenza dissipata, che si trasforma in calore.

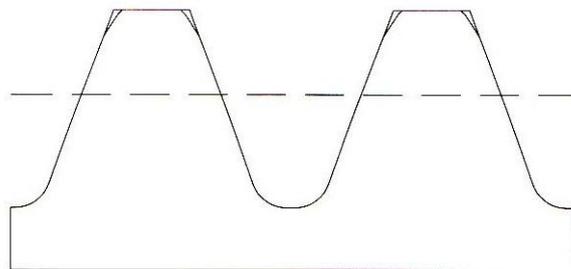
Questa è molto elevata soprattutto all'inizio del contatto, dove, non essendosi ancora raggiunto lo stato di lubrificazione idrodinamica, il coefficiente d'attrito è elevato. Negli ingranaggi ad elevati carichi specifici ed elevate velocità periferiche (e quindi elevate velocità  $\omega$  di strisciamento) nell'imbocco fra due denti può verificarsi un rialzo termico (“temperature-flash”) dovuto all'intenso sviluppo di calore, tanto notevole da portare ad una interruzione del velo d'olio, in seguito alla eccessiva perdita di viscosità (o, se non si era ancora in condizioni

idrodinamiche, di untuosità). Ne consegue lo sfregamento diretto delle superfici che si raschiano, assumendo scabrosità e rigature, e spesso un ulteriore aumento di temperatura tale da provocare principi di saldatura con strappo di materiale (grippaggio).

L'occasione al grippaggio può essere anche data da errori di costruzione: lacerazione del film di lubrificazione dovuta ad asperità superficiali; spesso asperità a spigolo vivo in testa al dente entrante in contatto, che entra bruscamente in contatto col dente coniugato in posizione "sfalsata" dalla deformazione elastica dei denti già in presa. Ne derivano rigature ed incisioni che, se non sempre portano all'immediato grippaggio, progressivamente deteriorano la superficie del dente ("scuffing") finché il grippaggio non si manifesta.

Innanzitutto si osserva che questo problema è notevolmente ridotto da una buona finitura superficiale e precisione di costruzione, inoltre un rodaggio ben condotto può permettere l'andamento delle superfici, che si presenteranno poi prive di asperità al momento del funzionamento a piena potenza.

Negli ingranaggi veloci, più esposti al pericolo del grippaggio, conviene addirittura precorrere l'andamento, asportando una piccola quantità di materiale nella zona dei denti che interessa l'inizio del contatto.



Dentiera di riferimento con spoglie

Queste "spoglie" sono ormai entrate nelle norme di unificazione e sono utilissime non solo per allontanare il pericolo del grippaggio, ma più in generale per diminuire le sovraccarichi dinamici d'imbocco (e quindi il coefficiente di velocità  $K_v$ ).

Però ci sono diversi inconvenienti di ordine costruttivo sia in sede di taglio della dentatura sia in sede di rettifica: infatti ad esempio l'utensile dentiera dovrà essere opportunamente modificato per ottenere la "spoglia" richiesta, ma la modifica varia a seconda dei numeri di denti dell'ingranaggio da realizzare: pertanto le spoglie si fanno solo per ingranaggi di grandissima serie.

Vi è ovviamente una sensibile discordanza circa i parametri che regolerebbero l'intensità dell'aumento della temperatura e quindi il pericolo ("temperature - flash"): tuttavia, supponendo evitati i fatti meccanici, i fattori principali per un dato lubrificante sembrano essere la pressione di contatto, la velocità di strisciamento e la durata del contatto. Uno dei criteri di verifica più usati è quello di Almèn, secondo cui l'indice del pericolo è dato dal prodotto della pressione di contatto  $p$  per la velocità di strisciamento  $\omega$ .

Ovviamente il prodotto  $p\omega$  diventa massimo agli estremi della linea di ingranamento, precisamente nei pressi del pignone. Per ingranaggi cementati e rettificati il limite di sicurezza, misurando  $p$  in  $\frac{kg}{mm^2}$  e  $\omega$  in  $\frac{m}{s}$ , può variare da un minimo di  $p\omega = 220$  ad un massimo di  $p\omega = 660$ ; con opportune "spoglie" delle dentature, ed impiegando oli speciali, si può arrivare al massimo a  $p\omega = 1000$ .

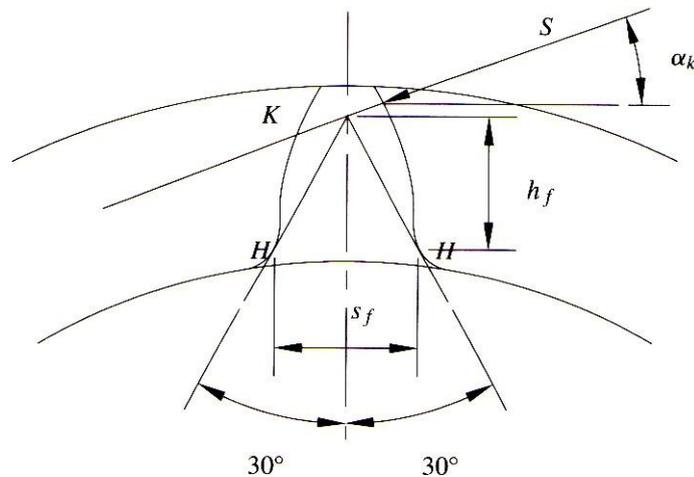
z	x = 0	x = 0.5	x = 1	x = 1.5
36				
18				
9				

Influenza della correzione sulla larghezza della base del dente

**Per eliminare o almeno per attenuare questo problema**, effettuando sulle dentature depositi elettronici di metalli poco soggetti a grippaggio, si è potuto eliminare il pericolo di "rodaggio": agli inizi del funzionamento i forti carichi e le forti velocità non danno grippaggio per la presenza di questi depositi, mentre man mano che i depositi si consumano le dentature ed il pericolo di grippaggio diminuisce.

### 3.4 Fattore di forma

Per il calcolo del fattore di forma seguiamo e analizziamo il procedimento del Lewis: il calcolo di resistenza del dente a fatica viene eseguito schematizzando il dente con una trave a mensola, incastrata alla base. A causa della forma del dente e specialmente del raccordo alla base, si ha una certa indeterminatezza nella scelta della sezione di incastro, cioè della sezione in cui si raggiungono i valori massimi della sollecitazione.



Determinazione sezione d'incastro. Forza applicata al punto d'inizio contatto spigolo

Secondo la norma ISO (16) tale sezione può essere determinata con una costruzione grafica convenzionale (figura soprastante), e precisamente, disegnato esattamente il profilo del dente, la sezione  $NN$  cercata è quella in cui le tangenti al profilo formano un angolo di  $30^\circ$  con l'asse del dente. Sembra che la sezione così trovata non si discosti molto da quella che si potrebbe determinare in modo rigoroso, cioè quella che si otterrebbe tracciando una parabola con asse coincidente con l'asse del dente, con vertice nel punto  $K$  in cui la spinta  $S$  incontra tale asse, e tangente internamente al profilo del dente nei punti  $H$  cercati. La determinazione per via analitica della sezione d'incastro  $HH$  risulta più complicata, dato che nella zona interessata il profilo non è più ad evolvente ma è l'inviluppo della dentiera. Comunque, una volta determinata tale sezione, si può procedere facilmente nel calcolo della sollecitazione massima nei punti  $H$ .

Detta  $h_f$  la distanza del punto  $K$  dalla  $HH$  il momento flettente nella sezione d'incastro vale  $M_f = S \cos \alpha_k h_f$  dove  $S$  è la spinta ed  $\alpha_f$  l'angolo che essa forma con la  $HH$ . La sollecitazione di flessione in  $H$  vale pertanto

$$\sigma = \frac{M_f}{W} = \frac{S \cos \alpha_k h_f}{\left(\frac{1}{6}\right) b s_f^2}.$$

Di solito inoltre si preferisce riferire la  $S$  alla spinta utile “nominale”  $F_t$ , che si ottiene dividendo il momento agente sull'ingranaggio per il raggio  $\frac{mz}{2}$  della sua primitiva di taglio: essendo  $S \cos \theta_0 = F_t$  si ricava la formula  $\sigma = \frac{F_t}{bm} Y_F$

$$\text{in cui} \quad Y_F = \frac{6 \left(\frac{h_f}{m}\right) \cos \alpha_k}{\left(\frac{s_f}{m}\right)^2 \cos \theta_0}$$

**è il fattore di forma.** Il coefficiente  $Y_F$  non dipende dal modulo dell'ingranaggio, ma solo dalla formula del dente e dalla posizione della spinta agente su di esso.

# CAPITOLO 4

## DIMENSIONAMENTO RUOTE DENTATE E ALBERI

### 4.1 Proprietà della componentistica del riduttore

Nella progettazione del riduttore la cosa principale è il dimensionamento degli alberi e delle ruote dentate costituenti l'ingranaggio. Quindi come calcolo principale occorre stabilire le tensioni a cui gli alberi sono sottoposti e stabilire il diametro minimo  $d_{MIN}$  che li caratterizza. Inoltre come passo successivo, procediamo alla dimensionalizzazione delle ruote dentate con l'apposito software Solid Edge 1.8.

Gli organi sopra citati sono creati in acciaio **DIN 1.5860 (18NiCr18)** caratterizzato dalle seguenti proprietà:

- Carico di rottura:  $R_p = 1130 \text{ MPa}$ ;
- Carico di snervamento:  $S_y = 370 \text{ MPa}$ ;
- Modulo elastico:  $E = 210\,000 \text{ MPa}$ ;
- Modulo di taglio:  $\mu = 790\,000 \text{ MPa}$ .

Di seguito vengono riportate le caratteristiche del materiale fornite dal software di progettazione Solid Works 2012:

Proprietà	Valore	Unità
Modulo elastico	2.100000031e+011	N/m <sup>2</sup>
Rapporto di Poisson	0.28	N/A
Modulo di taglio	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>
Densità di massa	7800	kg/m <sup>3</sup>
Resistenza alla trazione	600000000	N/m <sup>2</sup>
Resistenza a compressione in X		N/m <sup>2</sup>
Snervamento	369793984	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente di espansione termica	1.1e-005	/K
Conducibilità termica	14	W/(m·K)
Calore specifico	440	J/(kg·K)

Proprietà materiale DIN 1.5860 (18NiCr18)

Invece, come già precedentemente citato, il carter è costituito da un'unica parte in lamiera di lega di titanio (**lega Ti pura grado 2 longitudinalmente (SS)**), caratterizzato a sua volta dalle seguenti proprietà:

- Carico di rottura:  $R_p = 226 \text{ MPa}$ ;
- Carico di snervamento:  $S_y = 345 \text{ MPa}$ ;
- Modulo elastico:  $E = 105\,000 \text{ MPa}$ ;
- Resistenza alla trazione:  $\sigma = 485 \text{ MPa}$ .

inoltre presentiamo successivamente le proprietà forniteci dal programma di progettazione precedentemente usato:

Proprietà	Valore	Unità
Modulo elastico	1.05e+011	N/m <sup>2</sup>
Rapporto di Poisson	0.33	N/A
Modulo di taglio in XY		N/m <sup>2</sup>
Densità di massa	4510	kg/m <sup>3</sup>
Resistenza alla trazione	485000000	N/m <sup>2</sup>
Resistenza a compressione in X		N/m <sup>2</sup>
Snervamento	345000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente di espansione termica	9e-006	/K
Conducibilità termica	21.79	W/(m·K)

Proprietà materiale lega Ti puro grado 2 longitudinalmente (SS)

Tramite i dati citati sopra si è giunti alla conclusione del calcolo dei due momenti agenti nei rispettivi alberi  $M_{motore}$  e  $M_{elica}$ :

$$M_{motore} = \frac{P}{\omega_{motore-rad}} = \frac{P * 60}{\omega_{motore-rpm} * 2 * \pi} = 243 \text{ Nm}$$

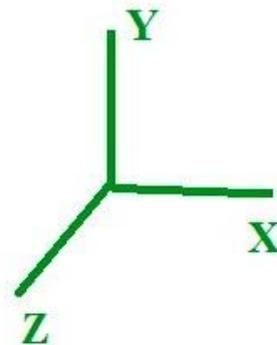
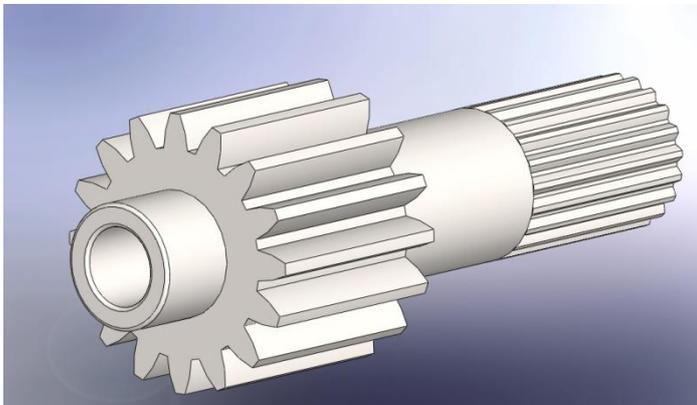
Con una potenza trasmessa come già precedentemente citato:  $P = 150 \text{ HP} = 150 \text{ (HP)} * 0.7457 = 111,855 \text{ (kW)}$ . Considerando per il calcolo relativo all'albero cedente una dispersione di potenza data dalle perdite, definiamo un rendimento del 97%.

$$M_{elica} = \frac{P * \eta}{\omega_{elica-rad}} = \frac{P * 60 * 0.97}{\omega_{elica-rpm} * 2 * \pi} = 389 Nm$$

Come si voleva dimostrare, l'organo più sollecitato è l'albero elica ovvero l'albero cedente. Procediamo nei prossimi paragrafi a calcolare le reazioni vincolari nei suddetti alberi e il loro diametro minimo.

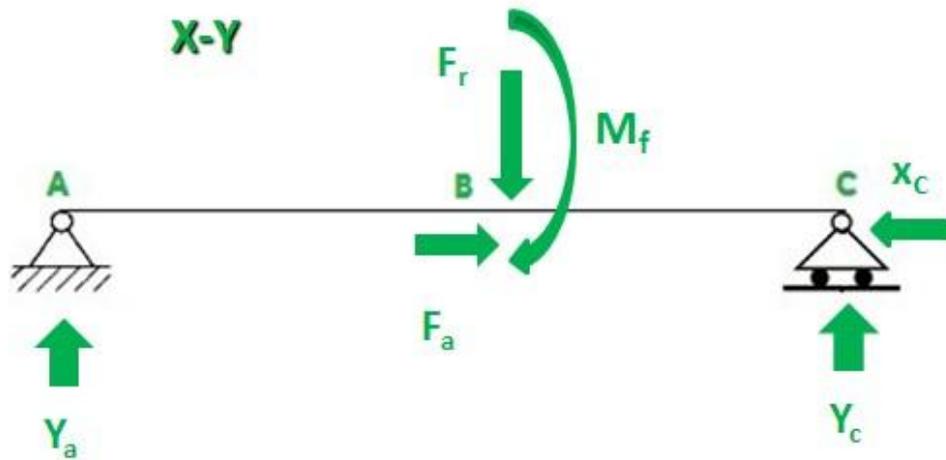
## 4.2 Calcolo reazioni vincolari e diametro minimo albero movente

In primo luogo, procediamo al calcolo degli sforzi tramite lo sviluppo delle reazioni vincolari in due piani:  $X - Y$  e  $X - Z$  nell'albero motore.



Albero Movente

Il piano  $X - Y$  presenta una forza in direzione  $Y$  radiale  $F_{r-motore}$ , compensata dalle due reazioni vincolari situate ai due estremi dell'albero (quindi aventi direzioni opposte)  $Y_a$  e  $Y_c$ . È affiancata, nel medesimo punto  $B$ , da un momento flettente  $M_{f-motore}$  dato dalla forza assiale  $F_{a-motore}$  moltiplicata per il raggio della ruota  $D_{p-motore}$ . Successivamente viene schematizzata tale reazione vincolare.



$$AB = 52 \text{ mm} \quad BC = 52 \text{ mm} \quad D_p = 76 \text{ mm} \quad \alpha = 20^\circ \quad \beta = 5^\circ$$

dove  $\alpha$  è “l’angolo di pressione” (che nelle dentature normalizzate risulta pari a  $20^\circ$ ) e  $\beta$  è “l’angolo d’elica”. L’angolo d’elica nel nostro studio risulta minimo perché l’ingranamento è composto da ruote dentate a denti dritti, infatti è pari a  $5^\circ$ .

Di seguito saranno calcolate tutte le reazioni vincolari e momenti agenti sul piano dell’albero.

$$F_{r-motore} = F_{t-motore} * \tan(\alpha) = 6395 * 0.364 = 2327 \text{ N}$$

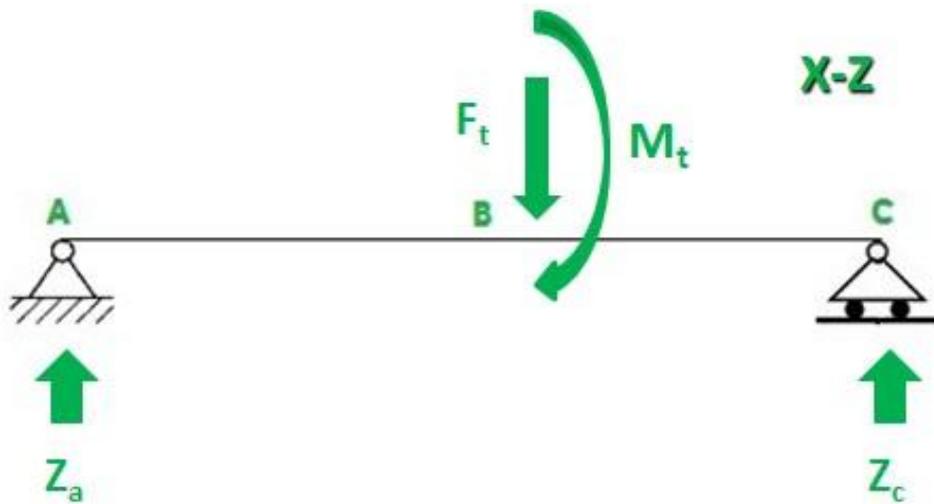
$$F_{a-motore} = F_{t-motore} * \tan(\beta) = 6395 * 0.0875 = 559 \text{ N}$$

$$M_{f-motore} = F_{a-motore} * \left( \frac{D_{p-motore}}{2} \right) = 559 * 38 = 21242 \text{ Nmm}$$

$$Y_a = Y_c = \frac{F_r}{2} = \frac{2327}{2} = 1163,5 \text{ N}$$

$$X_c = F_{a-motore} = 559 \text{ N}$$

Invece, nel piano  $X - Z$ , sarà presente a sua volta la forza tangenziale  $F_{t-motore}$  compensata dalle due reazioni vincolari agenti agli estremi dell’albero  $Z_a$  e  $Z_c$ . Sempre nel punto  $B$  sarà anche applicato un momento torcente  $M_{t-motore}$ , creato dalla forza  $F_{t-motore}$  moltiplicata per il raggio della ruota dentata.



con esplicitate le rispettive reazioni vincolari:

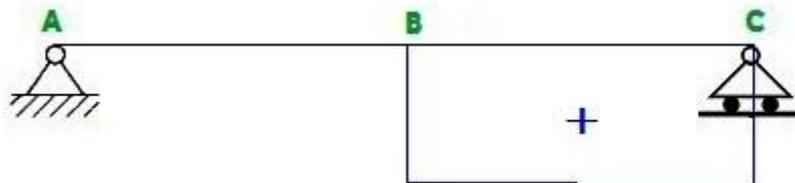
$$F_{t-motore} = 6395 \text{ N}$$

$$M_{t-motore} = F_{t-motore} * \left( \frac{D_{p-motore}}{2} \right) = 6395 * 38 = 243010 \text{ Nmm}$$

$$Z_a = Z_c = \frac{F_{t-motore}}{2} = \frac{243010}{2} = 3197,5 \text{ N}$$

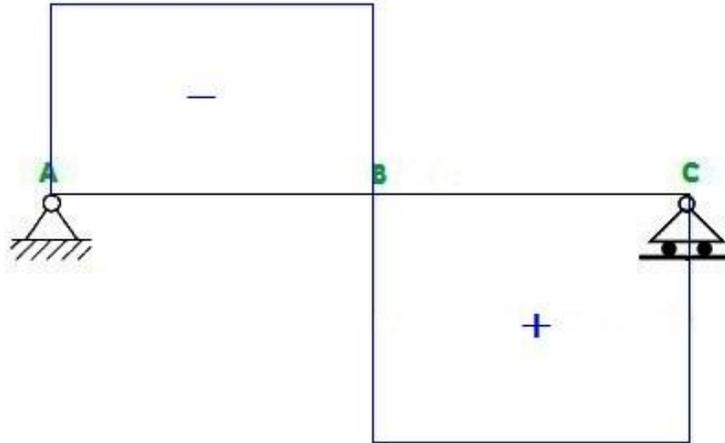
Descriviamo tutte le reazioni vincolari sopracitate tramite i grafici relativi a:

- Sforzo normale  $N$



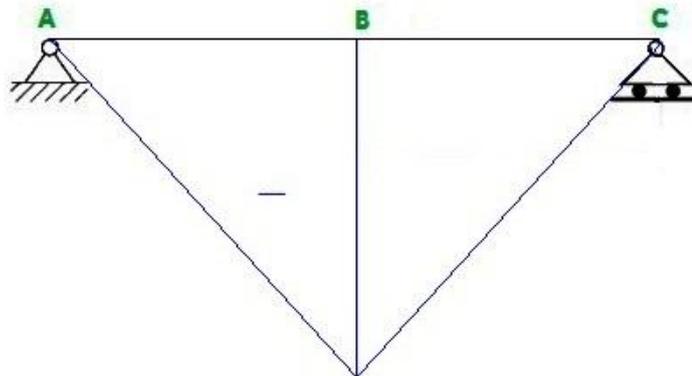
In relazione ad un valore massimo nel segmento  $BC$  pari a  $559 \text{ N}$  (perché è presente la sola forza assiale  $F_{a-motore}$ ).

- Sforzo di taglio  $T$



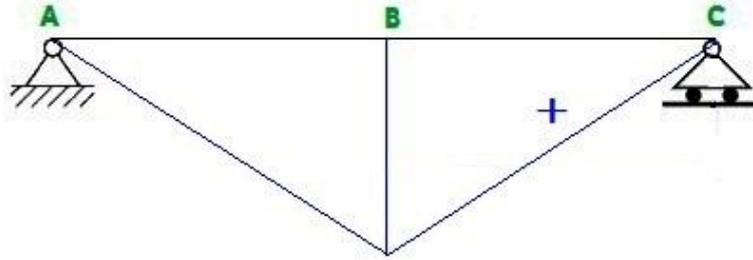
Presenta due estremi (in  $AB$  e  $BC$ ) opposti ma di ugual modulo dato che  $AB = BC$  pari ad  $\pm 1599 \text{ N}$ .

- Momento flettente  $M_f$



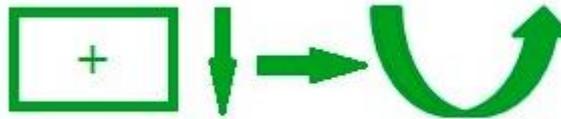
Si nota un valore di picco negativo del momento flettente  $M_{f-motore}$  descritto dalla forza radiale nel piano  $X - Y$  uguale a  $-21242 \text{ Nm}$  dato che è l'unico momento presente di questo tipo.

- Momento torcente  $M_t$



Rappresentato tramite un valore di picco (punto  $B$ ) relativo al momento torcente (nel piano  $X - Z$ )  $M_{t-motore}$  pari a  $243010 \text{ Nmm}$  perché come nel caso precedente è l'unica coppia torcente presente nello schema delle reazioni vincolari.

Sono supposte in modo convenzionale le seguenti direzioni degli sforzi positivi:



Di seguito enunciamo ed esponiamo il calcolo relativo al diametro minimo richiesto dalla progettazione tramite lo studio delle tensioni equivalenti, definiamo:

- Tensione relativa al momento flettente  $M_{f-motore}$  (quindi assiale)

$$\sigma_{M_{f-motore}} = \frac{32 * M_{f-motore}}{\pi * d^3} = \frac{32 * 21242}{\pi * d^3} = \frac{216369}{d^3}$$

- Tensione relativa al momento torcente  $M_{t-motore}$  (quindi normale)

$$\tau_{M_{t-motore}} = \frac{16 * M_{t-motore}}{\pi * d^3} = \frac{16 * 243010}{\pi * d^3} = \frac{1237640}{d^3}$$

- Tensione equivalente

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Mf-motore}^2 + 3 * \tau_{Mt-motore}^2} = \sqrt{\left(\frac{216369}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{1237640}{d^3}\right)^2}$$

$$= \frac{2154547}{d^3}$$

- Tensione ammissibile

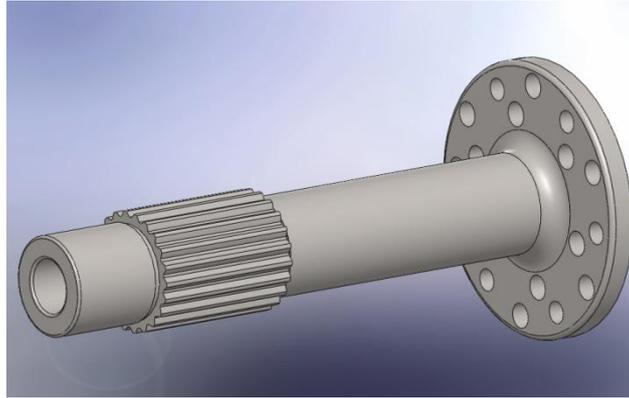
$$\sigma_{amm} = \frac{S_Y}{CS_{MIN}}$$

Sfruttando la relazione  $\sigma_{eq} = \sigma_{amm}$  e conoscendo il  $CS_{MIN} = 5$  ricaviamo conseguentemente il diametro minimo dell'albero movente:

$$\mathbf{d_{MIN} = 30,77 \text{ mm}}$$

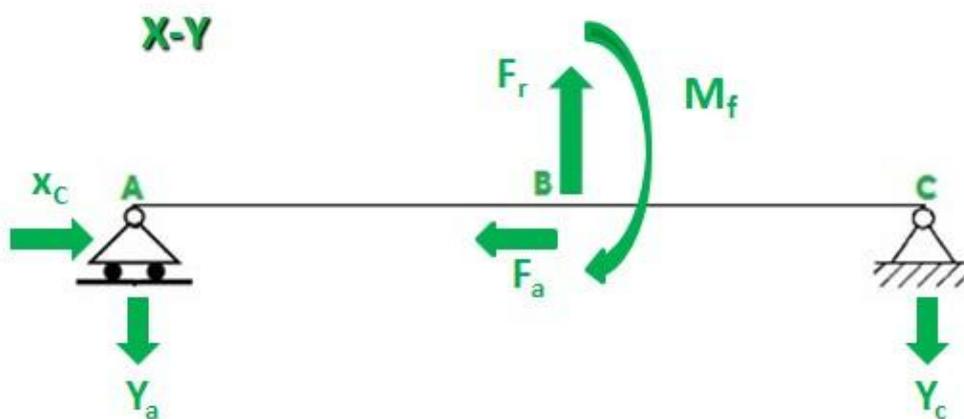
### 4.3 Calcolo reazioni vincolari e diametro minimo albero cedente (descrizione e calcolo momento giroscopico)

Per il calcolo delle reazioni vincolari dell'albero cedente si procede in modo analogo all'albero sopraindicato ovvero all'albero motore. Quindi procediamo al calcolo degli sforzi tramite lo sviluppo delle reazioni vincolari nei due piani  $X - Y$  e  $X - Z$ .



Albero Movente

Nel piano  $X - Y$  è presente una forza in direzione  $Y$  radiale  $F_{r-elica}$  (opposta alla precedente) compensata dalle due reazioni vincolari situate ai due estremi dell'albero (quindi aventi direzioni opposte)  $Y_a$  e  $Y_c$  inoltre causata dal carico dell'elica sussiste una forza in direzione assiale  $F_{a-elica}$ . Sempre applicato al punto  $B$ , è inserito un momento flettente  $M_{f-elica}$  creato dalla forza assiale  $F_{a-elica}$  moltiplicata per il raggio della ruota  $D_{p-elica}$ . Si nota dal successivo schema delle reazioni vincolari che le forze e i momenti sono di verso opposto al precedente, questo perché come già enunciato il riduttore è composto da un rotismo ad un solo ingranamento quindi è costituito da due alberi che devono compensare a vicenda i relativi sforzi creati dall'albero adiacente.



$$AB = 51.5 \text{ mm} \quad BC = 51.5 \text{ mm} \quad D_p = 126 \text{ mm} \quad \alpha = 20^\circ \quad \beta = 5^\circ$$

Esponiamo le reazioni vincolari e i momenti agenti sul piano  $X - Y$  dell'albero cedente.

$$F_{r-elica} = F_{t-elica} * \tan(\alpha) = 6175 * 0.364 = 2248 \text{ N}$$

$$F_{a-elica} = \text{Carico Elica} = 2 \text{ kg} * HP = 2 * 150 = 300 \text{ N}$$

$$M_{f-motore} = F_{a-elica} * \left(\frac{D_{p-elica}}{2}\right) = 300 * 63 = 18900 \text{ Nmm}$$

$$Y_a = Y_c = \frac{F_r}{2} = \frac{2248}{2} = 1124 \text{ N}$$

$$X_c = F_{a-elica} = 300 \text{ N}$$

Relativo a questo componente bisogna considerare anche un particolare momento flettente definito giroscopico:

### Momento Giroscopico

Un giroscopio è un corpo qualsiasi che ruota attorno ad un asse baricentrico, esempi di questi particolari corpi possono essere dischi, volani o come nel nostro caso eliche di un velivolo. L'elica è essenzialmente una vite che, quando ruota, si spinge nell'aria tramite un movimento di "avvitamento".

Si definisce momento angolare o momento della quantità di moto il seguente vettore:

$$M_{giroscopico (elica)} = J * B * \omega$$

In cui il  $\omega$  è il vettore velocità angolare, diretto lungo l'asse di rotazione del giroscopio ed orientato secondo la regola della mano destra, ed  $J$  il momento d'inerzia parallelo e concorde con il vettore  $\omega$ . Inoltre  $B$  rappresenta l'angolo di manovra dovuto alla variazione di rotta della traiettoria pari a  $60^\circ$  (quindi  $\frac{\pi}{3}$ ).

Una volta posto in rotazione il giroscopio, per il principio di conservazione del momento della quantità di moto, il suo asse di rotazione tende a mantenere costante la propria direzione. Quindi, sottoposto ad un'azione di disturbo (per

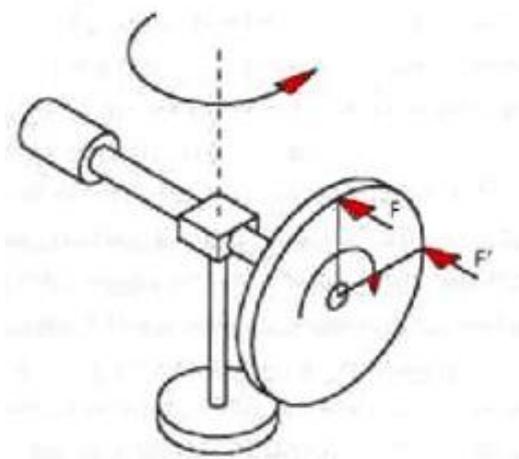
esempio una manovra repentina causando l'inclinazione dell'albero elica) il giroscopio tende a modificare l'orientamento dell'asse di rotazione e reagisce con un moto rotatorio, detto di precessione.

Per esporre in modo esauriente l'effetto giroscopico, riferiamoci allo schema sottostante costituito da un'asta orizzontale libera di ruotare nel piano orizzontale e di oscillare nel piano verticale; essa è appoggiata su di un supporto. Da una parte dell'asta c'è un disco libero di ruotare in un piano perpendicolare all'asta stessa, mentre dall'altra parte c'è un semplice contrappeso, così che tutto il sistema è in equilibrio.



Schema giroscopio-rotazione di precessione

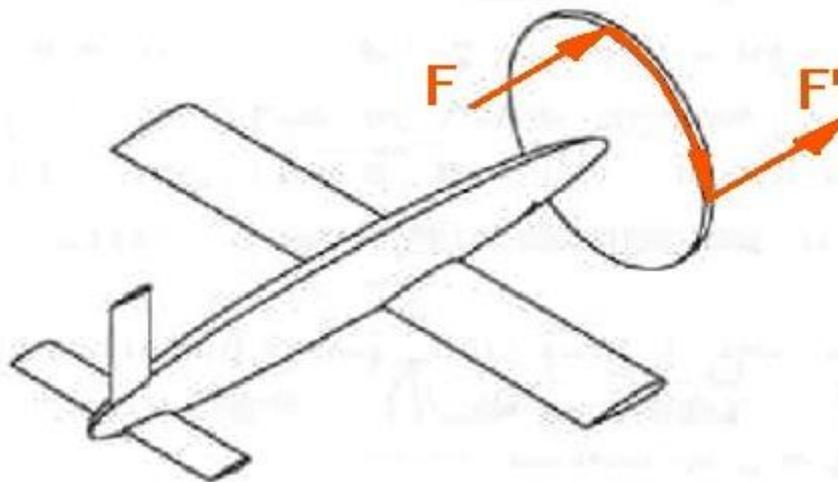
Se il disco viene messo in rotazione, applicando una forza verticale sul contrappeso, l'asta ruota in un piano orizzontale, creando la rotazione di precessione.



Schema rotazione di precessione nella realtà

Se si applica realmente una forza  $F$  sul bordo superiore del disco, mentre questo è in rotazione, il sistema reagisce come se la forza  $F$  fosse applicata a  $90^\circ$  dal suo reale punto di applicazione, nel verso di  $\omega$ , cioè come se si applicasse al disco fermo la forza  $F'$ .

Il fenomeno della rotazione di precessione dei giroscopi si concretizza nel caso dell'elica in un effetto indesiderato di variazione dell'equilibrio longitudinale e trasversale del velivolo. Si immagini un veicolo aeronautico in volo orizzontale, la cui elica abbia un verso di rotazione orario.



Effetto giroscopico nel velivolo

Se si inizia una manovra di picchiata, per l'elica è come se si applicasse una forza  $F$  al punto in alto del suo disco; a causa della precessione giroscopica, l'elica reagisce come se ci fosse applicata la forza  $F'$  (applicata nel punto del disco a  $90^\circ$  rispetto ad  $F$ ), con il risultato che il velivolo inizia una manovra di imbardata a sinistra.

L'effetto giroscopico è tanto più evidente quanto più l'elica ha maggior modulo nel suo momento d'inerzia, quanto più è elevato il suo regime di rotazione e quanto più leggero è il velivolo.

Dato il momento d'inerzia  $J = 0,1 \text{ Nm}$ , il momento giroscopico è

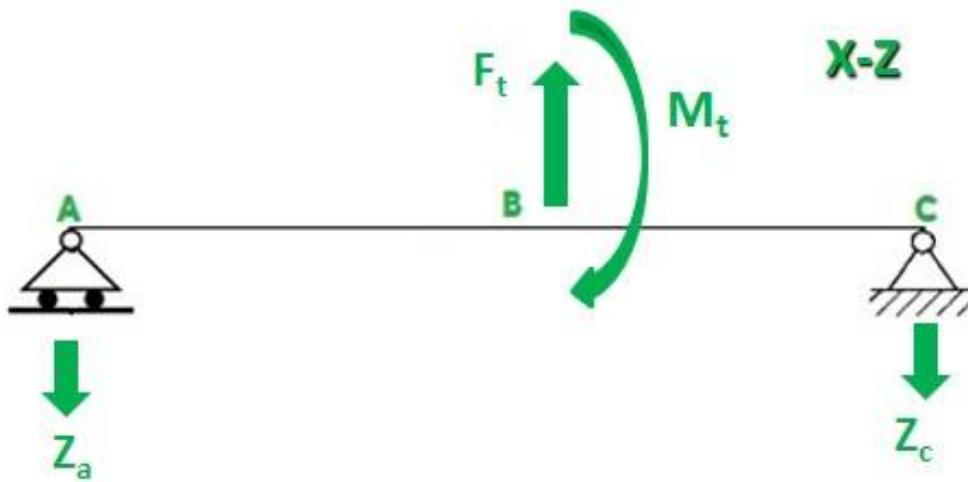
$$M_{\text{giroscopico (elica)}} = 0,1 * \frac{\pi}{3} * \omega_{\text{elica}_{rpm}} * \frac{2 * \pi}{60} = 29,236 \text{ Nm}$$

**Di conseguenza pari ad 29236 Nmm.**

Perciò sarà presente un momento flettente totale  $M_{f_{tot-elica}}$  dato dalla somma dei due rispettivi momenti:

$$M_{f_{tot-elica}} = M_{giroscopico (elica)} + M_{f-elica} = 18900 + 29236 = 48136 \text{ Nmm.}$$

Come nel caso dell'albero movente nel piano  $X - Z$ , ci sarà una forza tangenziale  $F_{t-elica}$  bilanciata sempre da due reazioni vincolari agenti agli estremi dell'albero  $Z_a$  e  $Z_c$  (di ugual valore dato che il segmento  $AB$  è uguale a  $BC$ ). Ad ogni modo nel punto  $B$  sarà presente anche un momento torcente  $M_{t-elica}$ , originato dalla forza  $F_{t-elica}$  moltiplicata per il raggio della ruota dentata.



Si elencano i rispettivi valori delle reazioni vincolari:

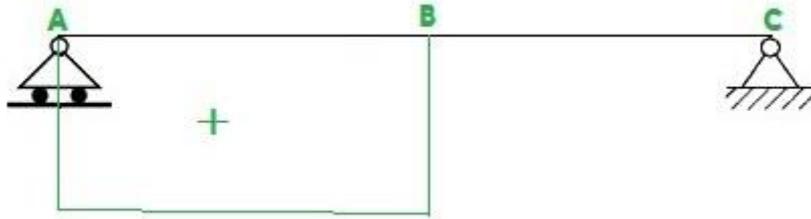
$$F_{t-elica} = 6175 \text{ N}$$

$$M_{t-elica} = F_{t-elica} * \left(\frac{D_{p-elica}}{2}\right) = 6175 * 63 = 389025 \text{ Nmm}$$

$$Z_a = Z_c = \frac{F_{t-elica}}{2} = \frac{6175}{2} = 3087,5 \text{ N}$$

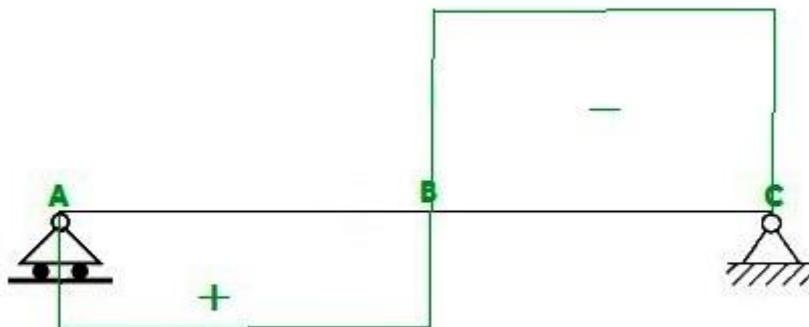
Presentiamo di seguito i grafici relativi ai due noti sforzi (normale, taglio) e ai due momenti (flettente, torcente).

- Sforzo normale  $N$



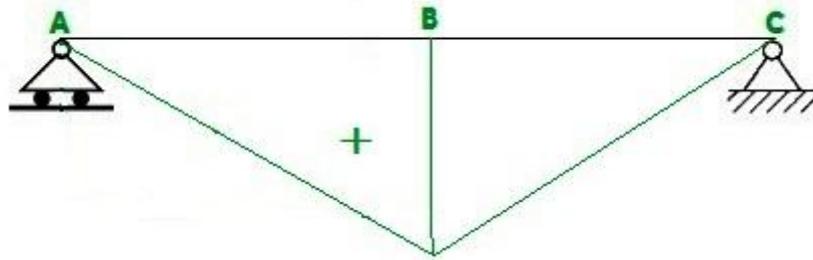
Legato ad un valore di picco nel tratto  $BA$  pari a 300 N (perché è presente la sola forza assiale  $F_{a-elica}$ ).

- Sforzo di taglio  $T$



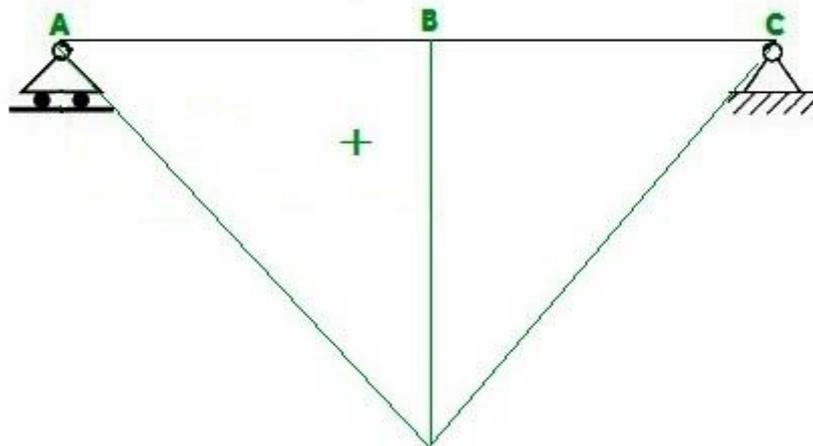
Prendendo in considerazione due valori di massima (in  $AB$  e  $BC$ ) opposti ma di ugual modulo, dato che è presente solamente la forza radiale  $F_{r-elica}$  compensata dalle due reazioni vincolari applicate nei due estremi  $A$  e  $B$ , abbiamo  $AB = BC$  quindi il valore è pari ad  $\pm 1124 N$ .

- Momento flettente  $M_f$



È noto un valore di picco del momento flettente  $M_{f_{tot-elica}}$  uguale a  $+48136 \text{ Nmm}$  dato che tutti e due i momenti sono applicati al medesimo punto  $B$ .

- Momento torcente  $M_t$



Il diagramma schematizza un valore massimo (situato nel punto  $B$ ) relativo al momento torcente (nel piano  $X - Z$ )  $M_{t-elica}$  pari a  $389025 \text{ Nmm}$  perché come nel caso del grafico relativo al momento flettente è l'unico valore agente nell'albero.

Come nel caso precedente si considerano in modo convenzionale le medesime direzioni relative agli sforzi positivi.

Procediamo al calcolo del parametro fondamentale di questo paragrafo ovvero del diametro minimo richiesto dalla progettazione. Definiamo le rispettive tensioni equivalenti:

- Tensione relativa al momento flettente  $M_{f-motore}$  (quindi assiale)

$$\sigma_{M_{f-elica}} = \frac{32 * M_{f-elica}}{\pi * d^3} = \frac{32 * 48136}{\pi * d^3} = \frac{490309}{d^3}$$

- Tensione relativa al momento torcente  $M_{t-motore}$  (quindi normale)

$$\tau_{M_{t-elica}} = \frac{16 * M_{t-elica}}{\pi * d^3} = \frac{16 * 389025}{\pi * d^3} = \frac{1981288}{d^3}$$

- Tensione equivalente

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sqrt{\sigma_{M_{f-elica}}^2 + 3 * \tau_{M_{t-elica}}^2} = \sqrt{\left(\frac{490309}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{1981288}{d^3}\right)^2} \\ &= \frac{3466541}{d^3} \end{aligned}$$

- Tensione ammissibile

$$\sigma_{amm} = \frac{S_Y}{CS_{MIN}}$$

Tramite la relazione  $\sigma_{eq} = \sigma_{amm}$  e dato il  $CS_{MIN} = 5$  otteniamo il diametro minimo relativo all'albero cedente:

$$\mathbf{d_{MIN} = 36,05 \text{ mm}}$$

## Considerazioni

Come detto in precedenza e come si può notare dalle reazioni vincolari, l'albero più sollecitato è il cedente. Questa sollecitazione è causata anche dalla ruota dentata che ha diametro maggiore ( $D_{p-elica} = 126mm$  e  $D_{p-motore} = 76 mm$ ). Dato che il progetto è basato sulla realizzazione di un riduttore di velocità il diametro della ruota cedente è maggiore di quella movente. Dai calcoli risulta un diametro minimo di circa  $36 mm$ , perciò per ragioni legate alla sicurezza **impostiamo un diametro pari a  $40 mm$ .**

Il diametro minimo dell'albero motore ricavato è pari a  $30,77 mm$  ma bisogna tenere presente che il diametro dei due alberi deve essere simile per ragioni di "tenuta" del rotismo stesso, dato lo scambio di tensioni che l'ingranaggio trasmette, quindi impostiamo un diametro relativo **all'albero motore uguale a  $35mm$ .**

## 4.4 Rotismo progettato

La nostra progettazione è basata sulla creazione di un riduttore di velocità. Questa definizione indica un rotismo (ordinario oppure epicicloidale) nel quale tramite l'ingranamento di una o più coppie di ingranaggi varia la velocità in modo da fornire una diminuzione di questo parametro all'albero elica. Infatti il rapporto di trasmissione  $\tau$  è minore di uno ( $\tau = 0.606$ ), relazione che se non verificata, non indica più un riduttore ma un variatore di velocità quindi un ingranaggio con funzione opposta. Per ragioni di spazio, massa e semplicità, il rotismo assunto nella progettazione è caratterizzato da un solo ingranamento ordinario (quindi ad assi fissi) tramite ingranaggi a denti dritti (perché in questo modo consente l'installazione di cuscinetti più leggeri, dato che non sono presenti sforzi assiali).

I principali dati di progettazione sono:

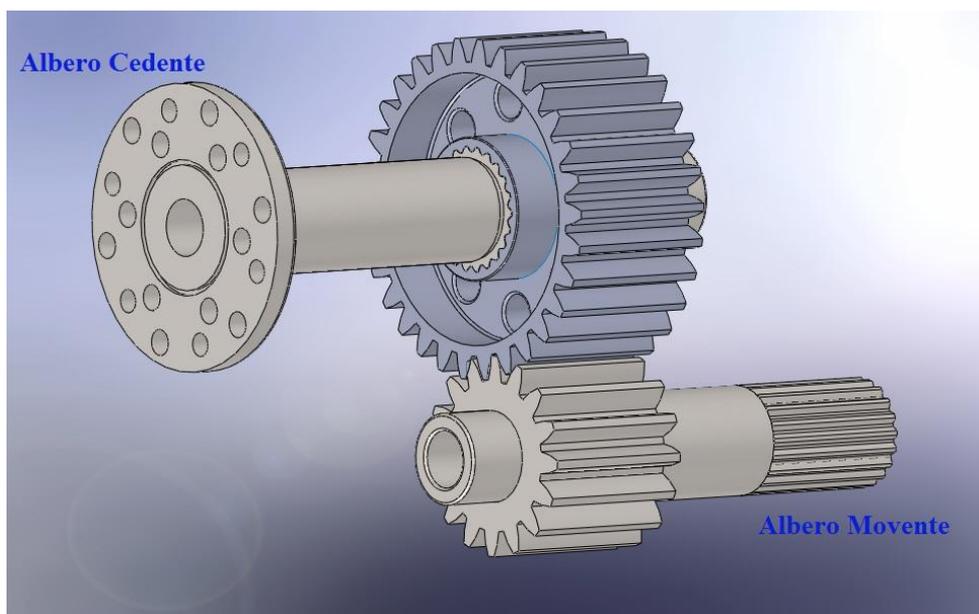
- **Motore FIAT 1.3 Multijet Diesel;**

- Potenza trasmissibile del motore: 150 *HP*, tramite una conversione ottengo la potenza in *W*. Quindi **150 (HP) \* 0.7457 = 111,855 kW**;
- Rapporto di trasmissione  $\tau = 0,606$ ;
- Velocità angolare albero motore  $\omega_{motore} = 4400 \text{ rpm}$ ;
- Angolo di pressione ingranaggi  $\alpha = 20^\circ$  ;
- **Interasse delle ruote dentate 79 mm.**

Data la velocità angolare dell'albero motore e il rapporto di trasmissione ricaviamo la velocità angolare dell'albero elica:

$$\omega_{elica} = \omega_{motore} * \tau = 4400 * 0.606 = 2666 \text{ rpm}$$

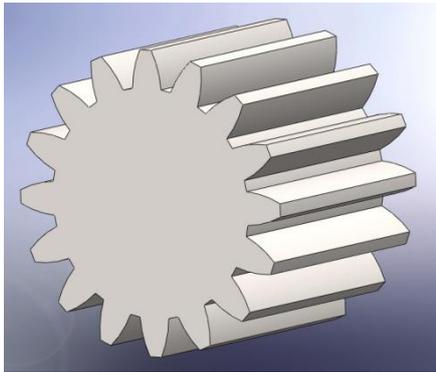
Forniti i suddetti dati, tramite l'utilizzo del software Solid Edge 1.8, viene dimensionata e creata la coppia di ingranaggi a denti dritti:



Ingranamento assemblato

Descrivendo le due ruote dentate singolarmente:

1. Per l'albero motore (albero movente)



Ruota movente

Load		Gear 1	Gear 2	
Power	P	112	108.64	kW
Efficiency	$\eta$	0.97		
Speed	n	4400	2607.4074	rpm
Torque	Mk	243.073	397.8801	Nm

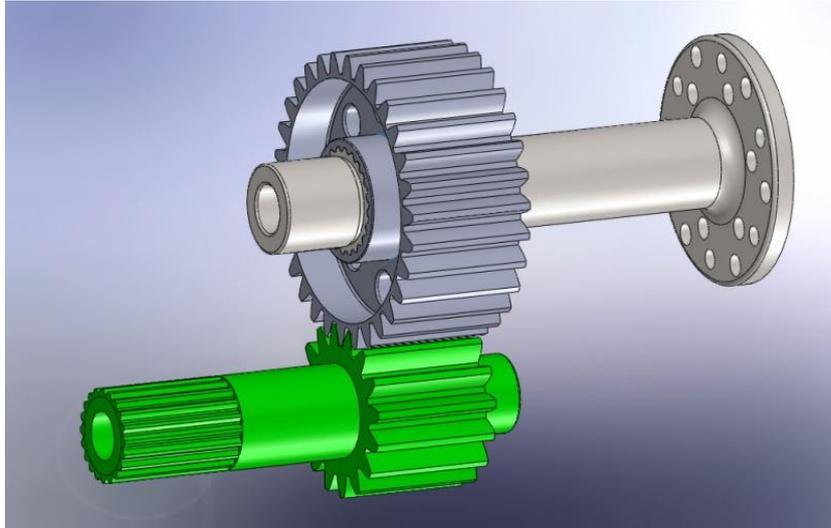
  

Forces			
Tangential Force	Ft	7596.0314	N
Radial Force	Fr	3156.2195	N
Axial Force	Fa	0	N
Normal Force	Fn	8225.6559	N
Circumferential Velocity	v	14.7445	m/s
Resonance Speed	nE1	24615.96	rpm

Dati Ruota Motore (solid Edge 1.8)

Caratterizzato dalle seguenti proprietà

- Velocità angolare albero motore ( $\omega_{motore}$ ): 4400 rpm;
- Materiale: 14NiCr18;
- Interasse: 79 mm;
- Forza Tangenziale  $F_t = 7.6 \text{ kN}$ ;
- Forza Radiale  $F_r = 3.2 \text{ kN}$ ;
- Forza Normale  $F_n = 8.3 \text{ kN}$ ;
- Forza Assiale  $F_a = 0 \text{ N}$  (perché ruota a denti dritti).



Particolare: ingranamento dell'albero movente

2. In modo del tutto analogo si procede alla progettazione della ruota dentata più sollecitata cioè quella collegata all'albero cedente (albero elica):



Ruota cedente

Load		Gear 1	Gear 2	
Power	P	112	108.64	kw
Efficiency	$\eta$	0.97		
Speed	n	4400	1760	rpm
Torque	Mk	243.073	589.452	Nm

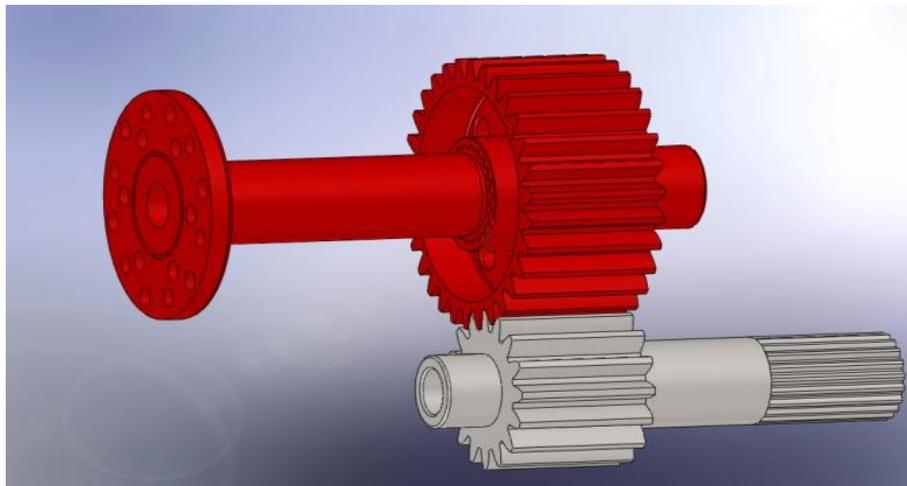
Forces			
Tangential Force	Ft	10128.041	N
Radial Force	Fr	4848.2487	N
Axial Force	Fa	0	N
Normal Force	Fn	11228.657	N
Circumferential Velocity	v	11.0584	m/s
Resonance Speed	nE1	38575.32	rpm

Dati Ruota Elica (solid Edge 1.8)

Caratterizzato a sua volta dalle seguenti proprietà

- Velocità angolare albero elica ( $\omega_{elica}$ ): 2666 rpm;

- Materiale: 14NiCr18;
- Interasse: 79 mm;
- Forza Tangenziale  $F_t = 10 \text{ kN}$ ;
- Forza Radiale  $F_r = 4.8 \text{ kN}$ ;
- Forza Normale  $F_n = 11 \text{ kN}$ ;
- Forza Assiale  $F_a = 0 \text{ N}$ .



Particolare: ingranamento dell'albero cedente

Successivamente si enuncerà nei capitoli sottostanti l'analisi degli elementi finiti dell'ingranamento (per mezzo del programma Solid Works 2012, pacchetto Simulation) tramite lo studio *FEA*. Grazie a questo studio vengono forniti risultati riguardanti gli spostamenti, deformazioni (*Von Mises*) e coefficienti di sicurezza *CS*, i quali forniranno dei valori più che soddisfacenti in relazione alle tensioni imposte dal riduttore stesso.

# CAPITOLO 5

## CUSCINETTI VOLVENTI

### 5.1 Generalità

All'attrito radente dei cuscinetti normali ordinari è sostituito l'attrito di rotolamento, con sensibile riduzione di resistenza specialmente allo spunto del moto. I cuscinetti sono costituiti da anelli o da ralle muniti di superfici cilindriche, coniche, piane o di altra forma che si adatti alla forma dei corpi rotolanti interposti fra dette superfici. I corpi rotolanti sono costituiti da sfere, oppure da rulli cilindrici o conici. Un cuscinetto volvente completo è composto da un *anello esterno*, da un *anello interno*, dai *corpi rotolanti* e da una *gabbia*. La *gabbia* ha lo scopo di mantenere i corpi rotolanti ad uguale distanza evitando che si tocchino e di mantenere gli stessi corpi rotolanti sulle sedi di rotolamento. La *gabbia* può essere costituita con elementi fresati, con lamiera di acciaio, di ottone o di bronzo speciale.

I principali anelli e corpi rotanti costituenti il cuscinetto sono quasi esclusivamente fabbricati con acciaio al cromo con un contenuto di carbonio dal 0.9 al 1.2% ed un contenuto di cromo dal 0.4 all' 1.8 %. Questi acciai, dopo le diverse lavorazioni meccaniche, subiscono degli opportuni trattamenti termici per renderli più duri e più tenaci; questi trattamenti possono consistere nella sola tempra o nella cementazione con successiva tempra. Ha grande importanza, agli effetti della capacità di supportare i carichi dinamici, la prova di durezza. Mediante cementazione e tempra si raggiungono normalmente delle durezza *Vickers* di  $7500 \frac{N}{mm^2}$  (pari a 6350 *Brinell* e 617 *Rockwell*). Sempre con cementazione e tempra si raggiungono pure i seguenti carichi di rottura:  $K_e = 180000 \div 200000 \frac{N}{cm^2}$  ;  $K_c = 500000 \frac{N}{cm^2}$  ;  $\sigma_i = 100000 \div 105000 \frac{N}{cm^2}$  (prova di fatica flessione ruotante).

## 5.2 Categorie principali di cuscinetti

I cuscinetti volventi (a sfere od a rulli) possono essere del tipo per carico radiale, nel qual caso si chiamano *radiali*, oppure del tipo per carico assiale, quindi *assiali*. Ci sono infine dei tipi intermedi od *obliqui*.

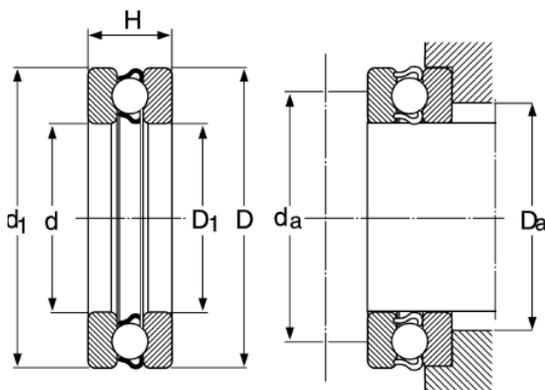
I cuscinetti *radiali* si distinguono in :

- *Radiali rigidi a gole profonde*, con una o più corone di sfere senza o con fresature laterali: quelli senza fresature possono sopportare anche notevoli carichi assiali
- *Radiali oscillanti od orientabili*, a due corone di sfere. I cuscinetti radiali oscillanti, detti anche *orientabili*, hanno due corone di sfere; l'anello esterno, ad una sola gola ampia e di forma sferica, permette una certa oscillazione delle due corone di sfere e dell'anello interno rispetto alla mezzaria verticale del cuscinetto, inoltre possono sopportare anche deboli carichi assiali.

I cuscinetti *assiali*, invece, si distinguono in:

*Assiali a sede piana e assiali a sede sferica.*

Intermedi tra il tipo radiale ed il tipo assiale sono i cuscinetti del *tipo ad appoggio obliquo*, che possono essere ad una o due corone di sfere. L'appoggio obliquo è ottenuto variando di un angolo  $\alpha$  l'inclinazione della retta che unisce i contatti con le sfere e gli anelli, così che dal cuscinetto a gole profonde si passa al tipo obliquo inclinando leggermente questa retta, e si passa al tipo *reggispinta* quando si raggiunge un'inclinazione prossima od uguale a  $90^\circ$ .



Cuscinetti a sfere

Quando questi cuscinetti obliqui vengono sottoposti ad un carico puramente radiale, generano una spinta assiale che viene annullata montandoli a coppie con obliquità opposte.



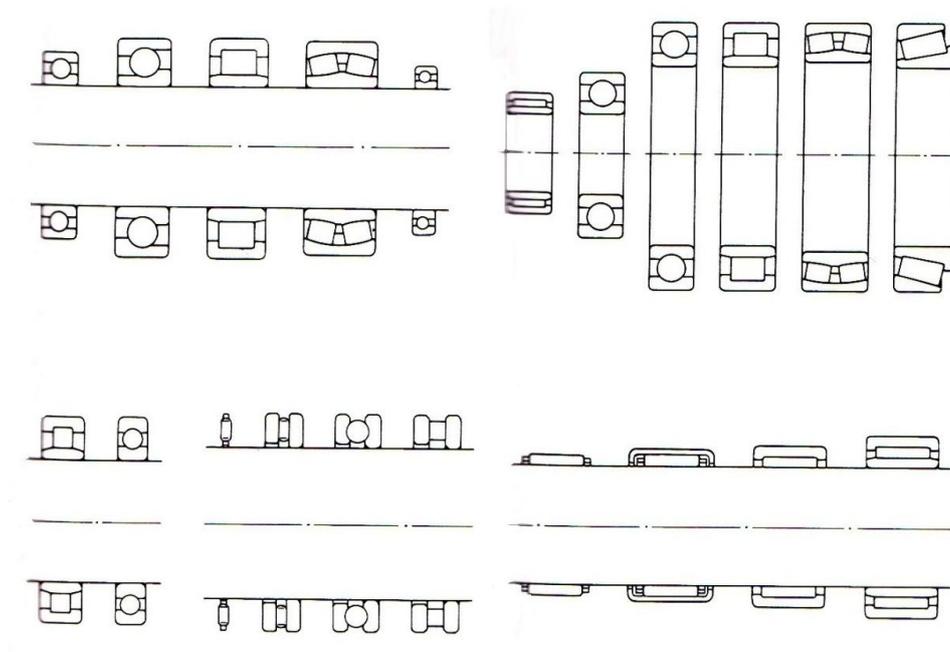
Montaggio di cuscinetto a obliquità opposta

Per i cuscinetti a rulli si hanno disposizioni e tipi analoghi a quelli delle figure sopradette. I cuscinetti a rulli non vanno confusi con i *cuscinetti a rullini* detti anche *ad aghi* perché in questi ultimi il diametro dei corpi rotolanti è molto piccolo rispetto alla loro lunghezza; questi cuscinetti non hanno generalmente la gabbia distanziatrice

### 5.3 Scelta del tipo di cuscinetto

Ciascun tipo di cuscinetto ha delle caratteristiche sue proprie che lo rendono particolarmente adatto per certe applicazioni. Non è però possibile indicare regole semplici e valide in ogni caso per la scelta del tipo di cuscinetto, dato che spesso devono venir presi in considerazione più fattori da contemperare fra di loro. Per esempio, i cuscinetti radiali a sfere possono sopportare carichi moderati, radiali, ma anche assiali, hanno un basso attrito e possono essere fabbricati con precisione elevata e secondo varianti di esecuzione silenziosa. I cuscinetti orientabili a rulli

possono sopportare carichi molto elevati e sono autoallineanti: questa proprietà li rende ideali per applicazioni, ad esempio, dell'industria pesante, in cui i carichi sono forti e producono deformazioni e disallineamenti. Infatti nei cuscinetti a rulli cilindrici la capacità di carico assiale delle moderne esecuzioni è molto più elevata di quella dei tipi di esecuzione tradizionale. Tuttavia, in molti casi, nella scelta del tipo di cuscinetto, si devono prendere in considerazione e mettere a confronto molti fattori, tanto che non si possono dare regole generali; si deve inoltre ricordare che la scelta finale è anche influenzata dal costo totale del gruppo meccanico che comprende i cuscinetti e da considerazioni di disponibilità e magazzino. Altri criteri importanti da considerare quando si progetta un gruppo meccanico con cuscinetti sono: spazio disponibile, capacità di carico e durata, attrito, velocità ammissibili, giuoco o precarico dei cuscinetti stessi, lubrificazione e tenute.



Vari tipi di cuscinetti

### **Spazio Disponibile**

In molti casi, una delle principali dimensioni del cuscinetto, generalmente il diametro del foro, è già vincolata dal progetto. Per alberi di piccolo diametro sono di norma impiegati cuscinetti radiali rigidi a sfere, e oltre i suddetti anche

cuscinetti a rullini. Per alberi di dimensioni maggiori sono disponibili cuscinetti a rulli cilindrici, orientabili a rulli o a rulli conici, come pure quelli radiali a sfere.

Se lo spazio in direzione diametrale è scarso si possono usare cuscinetti di *piccolo ingombro radiale*. Ad esempio cuscinetti orientabili a rulli, certi tipi di cuscinetti rigidi a sfere, gabbie a rullini, cuscinetti a rulli senza o con anello interno. Se poco è lo spazio in direzione assiale si usano cuscinetti particolarmente stretti, come certe serie di cuscinetti a rulli cilindrici e di quelli radiali rigidi ad una corona di sfere (*per carichi radiali e combinati*) e rispettivamente gabbie o cuscinetti assiali a rullini e certi tipi di cuscinetti assiali a sfere (*per carichi assiali*).

### **Carichi ammissibili nei cuscinetti volventi – Generalità**

Agli effetti della determinazione dei carichi ammissibili, sia statici sia dinamici, è importante il concetto generale informativo che il carico ammissibile è tanto più alto quanto più estesa è la superficie di contatto, che si produce per effetto della compressione, tra i corpi rotolanti, gli anelli esterni e interni. I cuscinetti radiali oscillanti hanno quindi un carico ammissibile minore dei cuscinetti radiali rigidi, e questi ultimi hanno un carico tanto più alto quanto più profonde sono le gole dell'anello interno e dell'anello esterno. La stessa regola vale per i cuscinetti assiali (o reggispinna); il carico ammissibile per i cuscinetti a sfere assiali con dischi piani (questo tipo è stato praticamente abbandonato) è minore del carico dei cuscinetti a sfere assiali con dischi a gole.

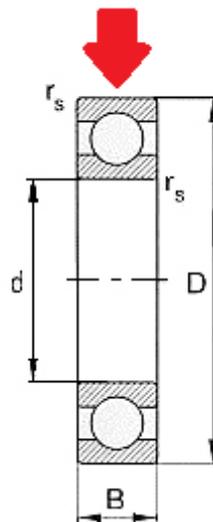
### **Entità del carico**

L'entità del carico gioca il ruolo più importante nella scelta del cuscinetto. In linea generale i cuscinetti a rulli, a parità di dimensioni, sopportano carichi maggiori di quelli a sfere e sono usati di solito negli alberi più grandi, mentre i tipi con pieno riempimento di corpi volventi possono sopportare carichi maggiori dei corrispondenti cuscinetti con gabbia. I cuscinetti a sfere sono per lo più usati in presenza di carichi leggeri o moderati; per carichi elevati e quando si impiegano alberi di grande diametro, i cuscinetti a rulli sono più idonei.

## Direzione del carico

- **Carico radiale**

Sono presenti particolari tipi di cuscinetti adatti a sopportare solamente *carichi radiali* come, ad esempio cuscinetti a rulli cilindrici con un anello senza orletti e i cuscinetti a rullini. Tutte le altre serie di cuscinetti possono sopportare un certo *carico assiale* sommato a quello *radiale* (detto “*Carico Combinato*”).

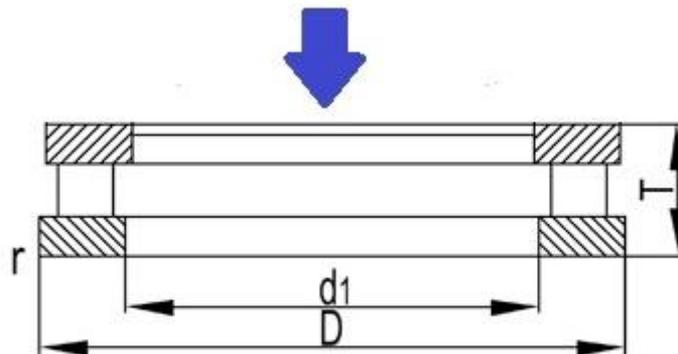


Cuscinetto sottoposto a carico radiale

- **Carico Assiale**

I cuscinetti assiali a sfere e quelli a sfere a quattro contatti sono i tipi più adatti nel caso di *carichi puramente assiali, leggeri o moderati*. I cuscinetti assiali a *semplice effetto* possono reggere *solo carichi agenti in un unico senso*: per carichi agenti nei *due sensi* sono necessari i tipi a *doppio effetto*. I cuscinetti *assiali obliqui* a sfere possono sopportare *carichi assiali moderati ad alte velocità*; quelli a *doppio effetto* possono reggere anche *carichi radiali agenti simultaneamente*, mentre quelli a *doppio effetto* sono normalmente usati solo per *carichi puramente assiali*. Per carichi *assiali moderati o forti agenti in un unico senso*, sono adatti i tipi assiali a rullini, assiali a rulli cilindrici e a rulli conici a semplice effetto. Per

forti carichi assiali alternativi si possono montare in serie due cuscinetti assiali a rulli cilindrici o due assiali orientabili a rulli.



Cuscinetto sottoposto a carico assiale

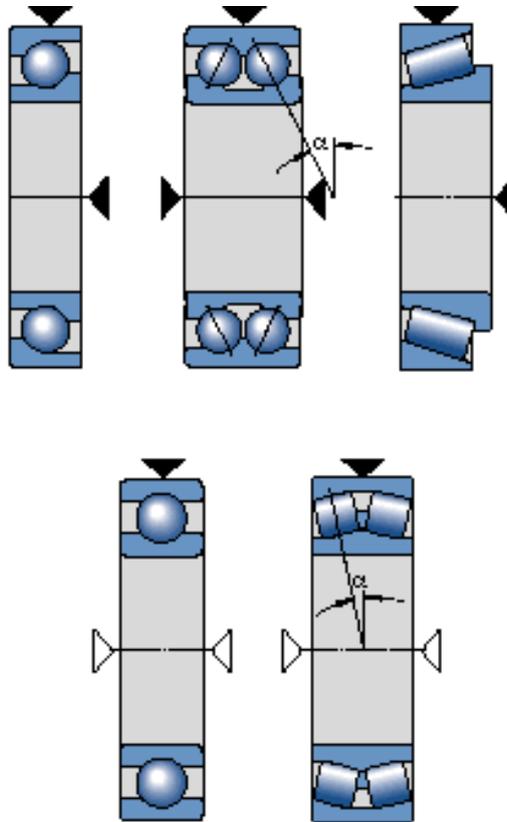
- **Carico Combinato**

Un carico combinato è un carico costituito da una somma di un carico radiale e di una componente assiale agenti contemporaneamente. La capacità di un cuscinetto di reggere il carico assiale è determinata dal suo angolo di contatto  $\alpha$ : più grande è il valore dell'angolo e più il cuscinetto è adatto a reggere questo tipo di carico. La capacità dei cuscinetti radiali a sfere di sopportare carichi assiali dipende dal loro giuoco interno.

Per carichi combinati, si usano comunque i cuscinetti obliqui ad una o due corone di sfere e quelli ad una corona di rulli conici, sebbene siano adatti anche i rulli conici, i cuscinetti radiali a sfere e quelli orientabili a rulli. Inoltre, per carichi combinati, si possono usare entro certi limiti i cuscinetti orientabili a sfere e quelli orientabili cilindrici con o senza anello di spalleggiamento. Quando predominano i carichi assiali, sono idonei i cuscinetti obliqui a quattro contatti, quelli assiali orientabili a rulli e quelli a rulli cilindrici o conici incrociati. I cuscinetti obliqui ad una corona di sfere, quelli a rulli conici ad una corona e quelli assiali orientabili a rulli possono reggere carichi assiali solo in un unico senso. Per carichi alternativi, questi cuscinetti devono essere combinati con un secondo cuscinetto: per tale motivo i cuscinetti obliqui ad una corona di sfere sono anche già predisposti e creati direttamente in coppie.

Quando in un carico combinato è prevalente la componente assiale, questa può essere sopportata indipendentemente dal carico radiale, mediante un secondo

cuscinetto (ad esempio cuscinetti radiali a sfere, obliqui a quattro contatti, oppure cuscinetti assiali veri e propri).



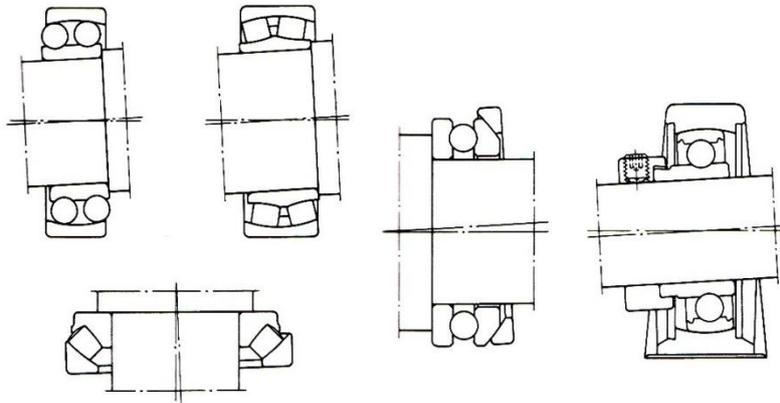
Cuscinetto sottoposto a carico combinato singolo e doppio

### **Disallineamento**

I disallineamenti tra albero ed alloggiamento avvengono, ad esempio, quando il primo si inflette per effetto del carico di lavoro. Le cause dell'inflessione si verificano quando le sedi per i cuscinetti negli alloggiamenti non sono state lavorate contemporaneamente o quando gli alberi sono appoggiati su cuscinetti sistemanti in supporti distinti e lontani tra loro.

I cosiddetti cuscinetti rigidi non possono reggere alcun disallineamento o al massimo disallineamenti molto lievi senza l'applicazione di carichi. I cuscinetti orientabili, ad esempio quelli orientabili a sfere, quelli orientabili a rulli e quelli assiali orientabili a rulli sono invece adatti per sopportare disallineamenti che si verificano in presenza dei carichi di lavoro e possono anche compensare gli errori di allineamento che provengono dalla lavorazione o dal montaggio.

I cuscinetti assiali a sfere con ralle di appoggio sferiche, nonché i cuscinetti Y inseriti negli appositi corpi di supporto possono compensare gli errori di allineamento iniziali derivanti dalla lavorazione o dal montaggio.



Disallineamenti fra accoppiamenti di cuscinetti

### **Precisione**

I cuscinetti costruiti con precisione superiore al normale sono richiesti dalle applicazioni che devono avere una elevata precisione di rotazione (come per esempio i mandrini delle macchine utensili) o, in molti casi, da quelle che comportano velocità di rotazione molto elevate. I cuscinetti caratterizzati da questa proprietà possono essere di vari tipi: cuscinetti obliqui ad una corona di sfere, a rulli cilindrici ad una o due corone, a rulli conici ad una corona, a rulli conici incrociati e assiali ad una o due corone di sfere.

### **Velocità**

La velocità a cui possono funzionare i cuscinetti volventi è limitata dalla temperatura di lavoro ammissibile. I tipi di cuscinetti che hanno un basso attrito, e quindi sviluppano poco calore, sono pertanto i più adatti per funzionare ad alte velocità.

Le maggiori velocità si possono ottenere con cuscinetti radiali a sfere quando si hanno carichi puramente radiali e con cuscinetti obliqui a sfere con carichi combinati: ciò è vero specialmente nel caso dei cuscinetti di precisione elevata con gabbie speciali. A causa della loro conformazione i cuscinetti assiali non consentono velocità elevate come quelli radiali.

### **Silenziosità**

In certe applicazioni, come per esempio nei piccoli motori elettrici usati per elettrodomestici, il rumore prodotto in funzionamento è un fattore importante e può influire sulla scelta dei cuscinetti. Per tali applicazioni si producono specialmente cuscinetti radiali a sfere.

### **Rigidezza**

La rigidezza di un cuscinetto volvente è caratterizzata dall'entità della deformazione elastica (cedevolezza) nel cuscinetto sottoposto a carico. Generalmente tale deformazione è molto piccola e può essere trascurata. In alcuni casi, ad esempio nei mandrini delle macchine utensili o nei pignoni, la rigidezza è importante.

A causa del tipo di contatto tra i corpi volventi e le piste, i cuscinetti a rulli come ad esempio quelli a rulli cilindrici o conici, hanno una rigidezza superiore a quella dei cuscinetti a sfere. La rigidezza dei cuscinetti può essere ulteriormente aumentata mediante il precarico.

### **Spostamento Assiale**

Un albero o un altro elemento di macchina è generalmente appoggiato su un cuscinetto di vincolo e su un cuscinetto non di vincolo.

I cuscinetti di vincolo assicurano l'ancoraggio assiale per l'elemento di macchina in entrambe le direzioni. I cuscinetti più adatti a tale scopo sono quelli che sono in grado di reggere carichi combinati o che possono fornire una guida assiale in combinazione con un secondo cuscinetto.

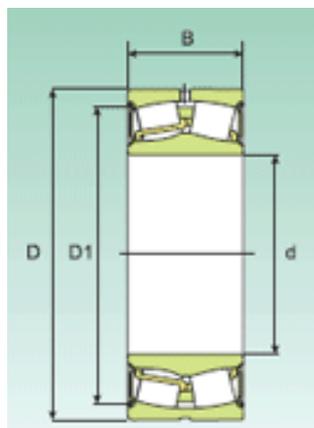
I cuscinetti non di vincolo devono permettere i movimenti in senso assiale senza che si verifichi uno spostamento ulteriore per effetto, ad esempio, di una dilatazione termica dell'albero. I cuscinetti più idonei comprendono i tipi a rullini e rulli conici con un anello senza orletti.

Se si impiegano come cuscinetti non di vincolo dei cuscinetti non scomponibili come per esempio quelli radiali a sfere o orientabili a rulli, uno degli anelli deve essere montato libero.

### **Montaggio e smontaggio**

- **Foro cilindrico**

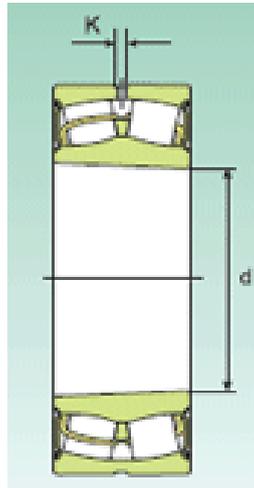
I cuscinetti con foro cilindrico sono più facili da montare se sono del tipo scomponibile anziché non scomponibile, specie se si richiedono montaggi forzati per entrambi gli anelli. Essi sono anche preferibili quando sono necessari frequenti montaggi e smontaggi. Gli anelli interni di tali cuscinetti, come ad esempio, quelli a rulli cilindrici, conici o a rullini, possono essere montati indipendentemente dagli anelli esterni. I tipi non scomponibili comprendono i cuscinetti radiali a sfere, quelli orientabili a sfere, quelli obliqui a sfere e i tipi orientabili a rulli.



Cuscinetto con foro cilindrico

- **Foro conico**

I cuscinetti con foro conico possono essere montati facilmente su una sede conica o su un albero cilindrico tramite una bussola di trazione o di pressione.



Cuscinetto con foro conico

## 5.4 Scelta delle dimensioni del cuscinetto

### Capacità di carico e durata

Le dimensioni di un cuscinetto destinato ad una certa applicazione sono inizialmente scelte sulla base della sua capacità di carico in relazione ai carichi che deve sopportare e alle esigenze relative alla durata e all'affidabilità. Per esprimere questa applicazione di carico, nei calcoli si utilizzano dei parametri, noti come coefficienti di carico: i valori dei coefficienti di carico dinamico  $C$  e statico  $C_0$  sono riportati nelle tabelle caratteristiche del cuscinetto stesso.

## Coefficienti di carico

Il coefficiente di carico dinamico  $C$  viene utilizzato nei calcoli che interessano cuscinetti sollecitati dinamicamente, ossia quando si deve scegliere un cuscinetto che deve ruotare in presenza di un carico. Esso esprime il carico sul cuscinetto a cui corrisponde una durata di base ISO di  $9 * 10^6$  *giri*.

Il coefficiente di carico statico  $C_0$  viene applicato quando si devono calcolare cuscinetti destinati a ruotare a velocità molto basse, ad essere soggetti a sollecitazioni molto lente o a restare fermi per certi periodi sotto carico. Se ne deve anche tener conto nei casi in cui un cuscinetto rotante (quindi sollecitato dinamicamente) è sottoposto a forti carichi d'urto di breve durata. Il coefficiente di carico statico è definito, in conformità con la ISO-76-1987, come il carico statico che corrisponde ad una sollecitazione di contatto, calcolata nel centro della zona di contatto tra il corpo volvente più caricato e la pista, pari a:

- 4600 *MPa* per i cuscinetti orientabili a sfere,
- 4200 *MPa* per gli altri cuscinetti a sfere,
- 4000 *MPa* per tutti i cuscinetti a rulli.

Questa sollecitazione produce una deformazione totale permanente del corpo volvente e della pista pari a circa  $\frac{1}{10000}$  del diametro del corpo volvente. I carichi sono da considerare puramente radiali per i cuscinetti radiali e puramente assiali e centrali per quelli assiali.

## Durata

Per durata di un cuscinetto volvente si intende il numero di giri (o quello di ore di funzionamento ad una certa velocità costante) che il cuscinetto può raggiungere prima che si verifichi il primo segno di fatica (come per esempio sfaldatura o erosione) su uno degli anelli o sui corpi volventi.

Risulta però evidente, sia da prove di laboratorio sia dall'impiego pratico, che cuscinetti apparentemente identici e funzionanti nelle stesse condizioni hanno durate diverse. È perciò indispensabile, per il calcolo del dimensionamento del cuscinetto, dare una definizione di “*durata*”.

Sono presenti molte “*durate*” dei cuscinetti. Una di queste è la “*durata di esercizio*”, ossia l'effettiva durata raggiunta da un certo cuscinetto prima di cedere. In prima istanza il cedimento non avviene generalmente per fatica, ma per

usura, corrosione, danneggiamento delle protezioni e molte altre cause. Un'altra è la cosiddetta "durata specifica", ossia la durata che è stata specificata da un determinato ente o autorità, basata su un carico ed una velocità di rotazione; pertanto si tratta di una durata  $L_{10}$  (durata di base).

### **Proporzionamento dei cuscinetti con le formule della durata**

La durata di un cuscinetto può essere calcolata con vari gradi di sollecitazione, a seconda della precisione con cui si possono definire le condizioni di lavoro

#### **Formula della durata di base**

Il metodo più semplice per calcolare la durata è quello di utilizzare la seguente formula ISO della durata di base:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{oppure} \quad \frac{C}{P} = \sqrt[p]{L_{10}}$$

Con:  $L_{10}$  = durata di base (in milioni di giri)

$C$  = coeff. di carico dinamico minimo che dovrà garantire il cuscinetto

$p = 3$  per cuscinetti a sfere,  $\frac{10}{3}$  per cuscinetti a rulli

#### **Formula della durata di funzionamento (in ore)**

Anche le seguenti formule della durata di funzionamento in ore sono definite dall'ISO.

$$L = a_1 * L_h * \left( \frac{C}{P * k} \right)^p$$

oppure

$$L_h = 9 * \frac{10^6}{60 * n} * a_1 * \left( \frac{C}{P * k} \right)^p$$

Con:  $L_h$  = durata di funzionamento (in ore),  $L$  = durata di funzionamento (in cicli)

$C$  = coeff. di carico dinamico minimo che dovrà garantire il cuscinetto

$n$  = velocità (rpm)

$p$  = 3 per cuscinetti a sfere,  $\frac{10}{3}$  per cuscinetti a rulli

$a_1$  = fattore di affidabilità (tabulato tramite diagrammi)

$k$  = fattore correttivo della durata (tabulato tramite tabella, in relazione al tipo di cuscinetto e al tipo di applicazione)

$P$  = carico dinamico equivalente,

ottenibile con correlazioni differenti per ogni tipologia di cuscinetto

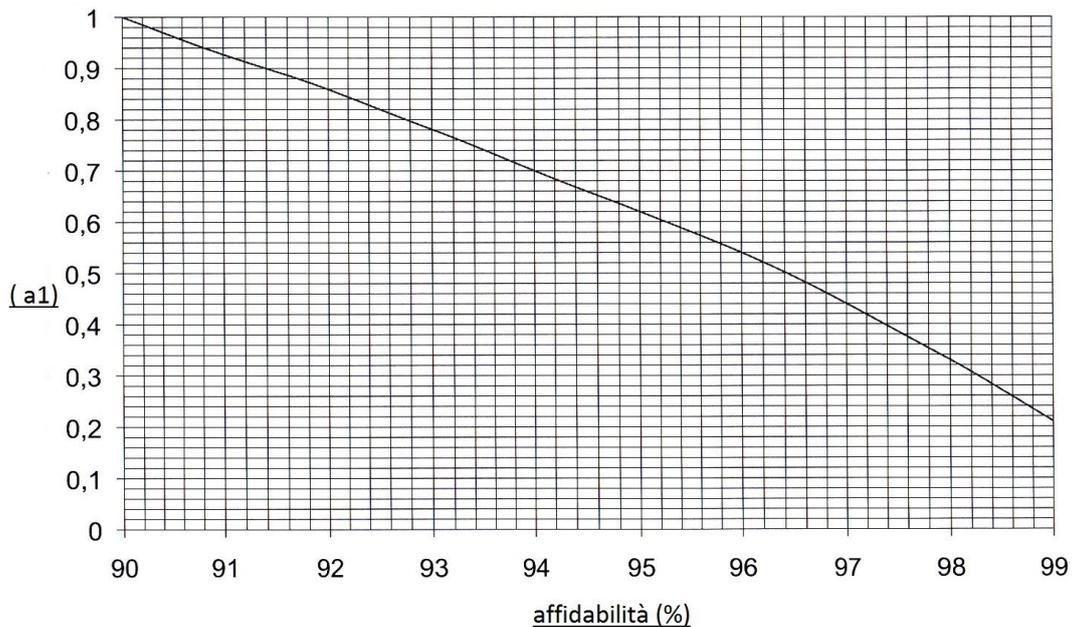


Diagramma relativo al fattore di affidabilità  $a_1$  (nota l'affidabilità in percentuale)

## 5.5 Attrito

L'attrito di un cuscinetto è un elemento importante per quanto riguarda lo sviluppo di calore e quindi la temperatura di funzionamento. Esso dipende dal carico applicato e da molti altri fattori, i più importanti dei quali sono il tipo e la dimensione del cuscinetto, la velocità di rotazione, nonché le caratteristiche e la quantità del lubrificante.

In un cuscinetto la resistenza complessiva al moto è costituita dall'attrito di rotolamento e da quello di strisciamento nei contatti volventi, nelle zone di contatto tra i corpi volventi e la gabbia, nonché nella superficie di guida dei corpi volventi stessi e della gabbia, infine dall'attrito nel lubrificante e dall'attrito delle tenute nei cuscinetti muniti di guarnizioni striscianti.

### **Stima del momento d'attrito**

Per certe condizioni d'impiego (carico applicato  $P \approx 0,1C$ , adeguata lubrificazione, velocità di funzionamento normale) il momento d'attrito può essere calcolato con sufficiente precisione con la formula che segue, valendosi di un coefficiente d'attrito  $\mu$  di valore costante:

$$M = 0,5 \mu F d$$

In cui:

$M$  = momento d'attrito (Nmm)

$\mu$  = coefficiente d'attrito del cuscinetto (tabulato tramite tabella)

$F$  = carico del cuscinetto (N)

$D$  = diametro del foro del cuscinetto (mm)

## 5.6 Velocità

Nei cuscinetti esiste un limite alla velocità a cui possono essere fatti funzionare; esso è generalmente rappresentato dalle temperatura di lavoro che si possono ammettere in relazione al lubrificante utilizzato o al materiale con cui i componenti dei cuscinetti stessi sono costruiti. La velocità a cui si raggiunge la temperatura massima ammissibile dipende dal calore che si genera per attrito all'interno del cuscinetto sommato al calore apportato dall'esterno e dalla quantità del calore complessivo che può essere asportata dal cuscinetto stesso. Il tipo e le dimensioni del cuscinetto, la sua forma costruttiva interna, il carico, le condizioni di lubrificazione e di raffreddamento, nonché l'esecuzione della gabbia, la precisione e il giuoco interno hanno tutti un proprio ruolo nella determinazione della velocità ammissibile.

### Velocità di base

Nelle tabelle caratteristiche di ogni cuscinetto sono indicate le velocità di base per una lubrificazione con grasso o con olio. Per un dato cuscinetto la velocità di base rappresenta la velocità a cui esiste un bilanciamento tra il calore generato per attrito nel cuscinetto stesso ad un certo livello di temperatura al di sopra di quella ambiente e il calore che si può asportare dal cuscinetto attraverso l'albero e l'alloggiamento, e talvolta mediante il lubrificante in presenza di un carico corrispondente ad una durata  $L_{10}$  (in ore) di 150000 ore. Le velocità di base sono valide per cuscinetti con l'anello interno rotante.

In presenza di carichi maggiori, poiché aumenta l'attrito del cuscinetto, quest'ultimo non può essere fatto ruotare così velocemente come indicherebbe la velocità di base, a meno di ammettere temperature di lavoro più alte. Tuttavia, l'influenza di carichi più elevati sulla velocità ammissibile è generalmente importante solo per i cuscinetti di maggiori dimensioni ( $d_m \geq 100 \text{ mm}$ ) e per carichi corrispondenti a durate  $L_{10}$  di 75000 ore di funzionamento o meno. Dal diagramma sottostante si possono ricavare i valori del fattore  $f$  di riduzione della velocità di base, in funzionamento del diametro medio  $d_m$  del cuscinetto. Il carico viene espresso indirettamente come la durata teorica di base in ore di funzionamento, che è il parametro usato nel diagramma. Se la temperatura rimane immutata, si può ottenere la velocità ammissibile  $n_{amm}$ :

$$n_{amm} = f * n_r$$

dove

$n_{amm}$  = velocità ammissibile per il cuscinetto (giri/minuto)

$n_r$  = velocità di base

(tabulata in tabelle caratteristiche dei cuscinetti, giri/minuto)

$f$  = fattore di riduzione

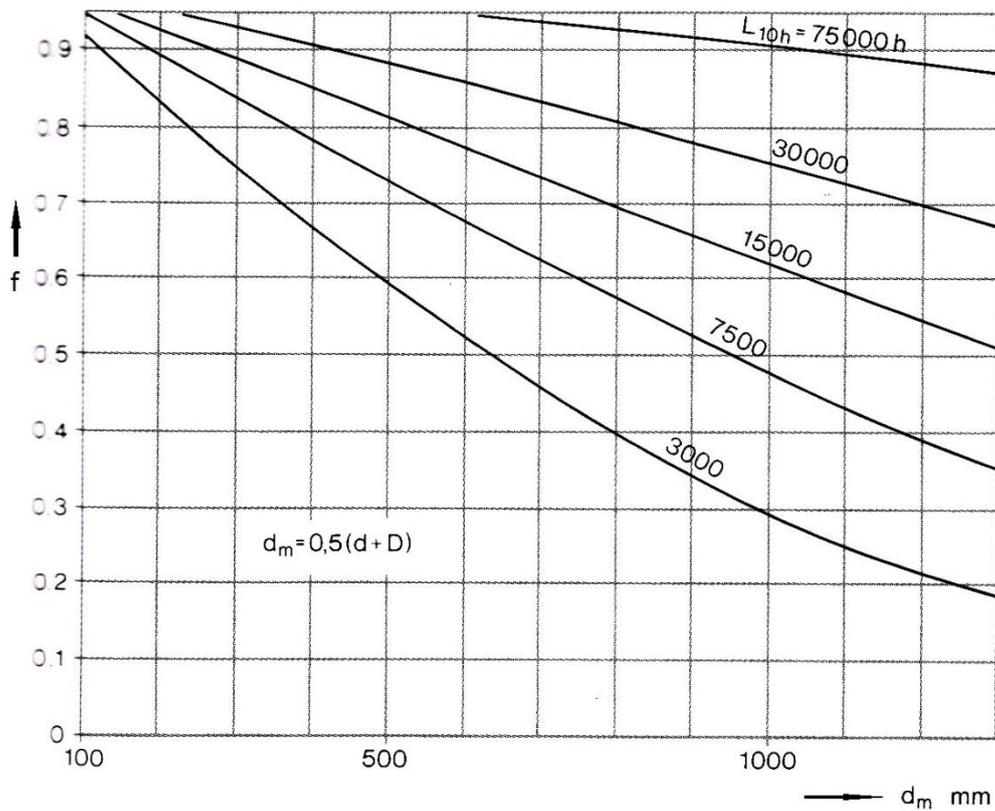


Diagramma fattore di riduzione  $f$  in relazione al diametro medio del cuscinetto  $d_m$

### Funzionamento oltre la velocità di base

È possibile far funzionare i cuscinetti a velocità superiori a quelle di base indicate nelle relative tabelle nei casi in cui si può ridurre l'attrito con la lubrificazione

costituita da piccole ed accuratamente determinate quantità di lubrificante oppure quando si può asportare calore dal cuscinetto o per mezzo di alettature nei supporti oppure per mezzo di flussi di aria fredda applicati direttamente. Qualsiasi incremento di velocità oltre i valori di base, non seguito da uno degli accorgimenti sopra citati, provocherebbe solo un aumento eccessivo della temperatura la quale causerebbe un funzionamento non corretto del cuscinetto stesso.

## 5.7 Lubrificazione

Infine, affinché possano funzionare in maniera affidabile, i cuscinetti volventi devono essere adeguatamente lubrificati: la loro lubrificazione serve ad impedire contatti diretti, metallo su metallo, fra le parti interessate al rotolamento, ossia tra i corpi volventi, le piste e le gabbie, per evitare l'usura e proteggere le superfici dalla corrosione. La scelta specifica per ogni applicazione del lubrificante adatto al metallo da lubrificare è quindi importate assieme anche ad una manutenzione accurata.

Per la lubrificazione dei cuscinetti volventi è disponibile una vasta scelta di grassi e oli, a cui si aggiungono i lubrificanti solidi, ad esempio per condizioni di temperature estreme. In pratica la scelta di un lubrificante dipende soprattutto dalle condizioni di lavoro del cuscinetto, ossia dalla temperatura, dalla velocità, nonché dall'influenza dell'ambiente circostante. Le temperature di funzionamento più favorevoli si ottengono quando al cuscinetto viene fatta arrivare la quantità di lubrificante minima necessaria ad una lubrificazione affidabile. Tuttavia, quando a tale lubrificante vengono affidati anche altri compiti, quali la protezione contro gli agenti esterni o l'asportazione di calore, sono necessarie quantità maggiori.

A causa dell'azione meccanica, dell'invecchiamento e dell'accumulo di impurità, il lubrificante immesso in un sistema di cuscinetti perde gradualmente le sue proprietà: nel caso del grasso è pertanto necessario effettuare delle aggiunte o delle sostituzioni di tanto in tanto, mentre nel caso dell'olio questo va filtrato e sostituito a intervalli predefiniti.

## 5.8 Calcoli e scelta del dimensionamento dei cuscinetti nel progetto

La scelta dei cuscinetti è un parametro fondamentale in tutta la progettazione perché i cuscinetti sono l'organo che più influisce nella variazione di peso del riduttore stesso. Quindi si dovranno prendere in considerazione cuscinetti i più leggeri che rientrano nei parametri minimi di progetto.

La durata di funzionamento ( $L_h$ ) in ore è da considerarsi, come citato in precedenza, relativa ad un riduttore sperimentale non prodotto in serie; dato che verrà montato su un velivolo leggero, richiederà una puntuale manutenzione, inoltre, poiché il progetto concede una grande semplicità di smontaggio-montaggio (tramite bussole porta-cuscinetti), si ritiene adeguato cercare cuscinetti con un  $L_h$  di 300 h.

Dato che abbiamo creato ruote dentate a denti dritti, quindi prive sforzi assiali, prendo in considerazione per il dimensionamento cuscinetti a sfere.

I dati di progetto sono:

### ALBERO CEDENTE

- Affidabilità 99%;
- Diametro minimo albero elica  $d_{min} = 40 \text{ mm}$ ;
- Lavorazioni lievi e moderate;
- Forza tangenziale  $F_t = 6365 \text{ N}$ ;
- Forza radiale  $F_r = 2317 \text{ N}$ .

Quindi:

- In base al grafico del fattore di affidabilità avrò un valore di  $a_1 = 0.22$ ;
- Il cuscinetto è a sfere:  $p = 3$ ;
- Fattore correttivo della durata  $k = 1.5$ ;
- Numero di giri  $n = 2666 \text{ rpm}$ ;
- Il carico equivalente  $P$  risulta.

$$P = \left( F_r \left( 1 + 0.870 \left( \frac{F_t}{F_r} - 0.68 \right) \right) \right) = 6484 \text{ N}$$

Allora dalla formula sopra citata relativa ad  $L_h$ , ricavo il coefficiente di carico dinamico  $C$ :

$$L_h = 9 * \frac{10^6}{60 * n} * a_1 * \left( \frac{C}{P * k} \right)^p$$

quindi

$$300 = 0.22 * \frac{9 * 10^6}{(60 * 2666)} * \left( \frac{C}{6484 * 1.5} \right)^3$$

con  $C_{MIN} = 28.15 \text{ kN}$ .

### ALBERO MOVENTE

- Affidabilità 99%;
- Diametro minimo albero motore  $d_{min} = 35 \text{ mm}$ ;
- Lavorazioni lievi e moderate;
- Forza tangenziale  $F_t = 6395 \text{ N}$ ;
- Forza radiale  $F_r = 2327 \text{ N}$ .

Quindi:

- In base al grafico del fattore di affidabilità avrò un valore di  $a_1 = 0.22$ ;
- Il cuscinetto è a sfere:  $p = 3$ ;
- Fattore correttivo della durata  $k = 1.5$ ;
- Numero di giri  $n = 4400 \text{ rpm}$ ;
- Il carico equivalente  $P$  risulta

$$P = \left( F_r * \left( 1 + 1.115 * \left( \frac{F_t}{F_r} - 0.35 \right) \right) \right) = 8549 \text{ N}$$

In modo analogo allo studio precedente:

$$L_h = \frac{9 * 10^6}{60 * n} * a_1 * \left( \frac{C}{P * k} \right)^p$$

quindi

$$300 = 0.22 * \frac{(9 * 10^6)}{60 * 4400} * \left( \frac{C}{8549 * 1.5} \right)^3$$

con  $C_{MIN} = 43.86 \text{ kN}$

Tramite il manuale SKF i cuscinetti che rispecchiano i dati sopra riportati sono i seguenti:

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di riferimento	Velocità limite		
mm			kN		kN	giri/min		kg	-
45	100	25	100	83	3,55	9000	12000	1,05	QJ 309 MA *
45	100	25	55,9	37,5	1,6	8000	8000	0,82	7309 BEP
45	100	25	55,9	37,5	1,6	8000	8000	0,82	7309 BEP

Cuscinetti disponibili per l'albero cedente

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di riferimento	Velocità limite		
mm			kN		kN	giri/min		kg	-
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407
40	110	27	63,7	36,5	1,53	14000	9000	1,25	6408
35	100	25	76,5	69,5	9	8000	9500	1,00	NU 407

Cuscinetti disponibili per l'albero movente

Notiamo però che il suddetto manuale relativo al dimensionamento utilizza margini di sicurezza troppo elevati con una viscosità troppo bassa e troppo

distante dalla realtà, fornendo soluzioni di cuscinetti esageratamente ingombranti, voluminosi e con dei coefficienti di carico e di limite di fatica molto elevati.

Basandoci su una soluzione multigrado, per temperature d'esercizio di 40° corrisponde un coefficiente di viscosità  $\nu = 100 \left(\frac{mm^2}{s}\right)$ ,

quindi alla temperatura d'esercizio di 100° presente nel riduttore corrisponde un  $\nu = 60 \left(\frac{mm^2}{s}\right)$ .

Quindi è logico basare il dimensionamento su questo valore di viscosità ridimensionando la scelta relativa ai cuscinetti. Con tale considerazione, tramite sempre il manuale SKF le soluzioni possibili sono:

#### Per l'albero cedente:

- 1° soluzione: due cuscinetti a sfere (perché l'ingranamento non presenta sforzi assiali);
- 2° soluzione: un cuscinetto a sfere ed uno a rulli.

Quindi per la prima soluzione la scelta del cuscinetto si è conclusa con il cuscinetto a sfere **SKF 6208**:



SKF 6208

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di riferimento	Velocità limite		
mm			kN		kN	giri/min		kg	-
40	80	18	32,5	19	0,8	18000	11000	0,37	6208 *

Manuale SKF

E per la seconda soluzione la scelta è stata quella di accoppiare il cuscinetto soprastante SKF6208 con il cuscinetto a rulli cilindrici **SKF NU1008ML**:



SKF NU1008ML

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo	Anello di spallamento Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di riferimento	Velocità limite			
mm			kN		kN	giri/min		kg	-	-
40	68	15	25,1	26	3	12000	18000	0,22	NU 1008 ML	-

Manuale SKF

Questa soluzione risulta quella adottata perché, come si può notare dalle caratteristiche del cuscinetto, il peso del cuscinetto a rulli è nettamente inferiore.

In modo analogo si procede al dimensionamento dei cuscinetti relativi **all'albero movente:**

- 1° soluzione: due cuscinetti a sfere (perché l'ingranamento non presenta sforzi assiali);
- 2° soluzione: un cuscinetto a sfere ed uno a rulli.

Quindi per la prima soluzione la scelta del cuscinetto si è conclusa con il cuscinetto a sfere **SKF 6207**:



SKF 6207

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di riferimento	Velocità limite		
mm			kN		kN	giri/min		kg	* - Cuscinetto SKF Explorer
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207 *

Manuale SKF

E per la seconda soluzione la scelta è stata quella di accoppiare il cuscinetto soprastante SKF6207 con il cuscinetto a rulli cilindrici **SKF NU1007ECP**:



SKF NU1007ECP

Dimensioni d'ingombro			Coeff. di carico		Carico limite di fatica $P_u$	Velocità di base		Massa	Appellativo	Anello di spalleggiamento Appellativo
d	D	B	C	$C_0$		Velocità di riferimento	Velocità limite			
mm			kN		kN	giri/min		kg	-	-
35	62	14	35,8	38	4,55	12000	13000	0,16	NU 1007 ECP	-

Manuale SKF

Questa soluzione, come nel caso dell'albero elica, risulta quella adottata perché, come si può notare dalle caratteristiche del cuscinetto, il peso del cuscinetto a rulli è nettamente inferiore. Logicamente dato che il diametro minimo dell'albero motore è di  $35\text{mm}$  si sono adattati cuscinetti con il medesimo diametro interno che soddisfano ugualmente i carichi dinamici e di fatica imposti dal calcolo della dimensionalizzazione (con una viscosità  $\nu = 60 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ ).

È stata esclusa la scelta di utilizzare cuscinetti SKF schermati che avrebbero consentito di non applicare la tenuta paraolio, in tal caso superflua. L'esclusione dei cuscinetti schermati è stata favorita anche dal fatto che durante l'installazione o in fase di esercizio è presente una forte probabilità di rottura dello schermo che provoca l'uscita del grasso inquinando sia l'olio all'interno del riduttore sia il cuscinetto stesso.

# CAPITOLO 6

## COMPONENTISTICA DEL RIDUTTORE

### 6.1 Descrizione del riduttore

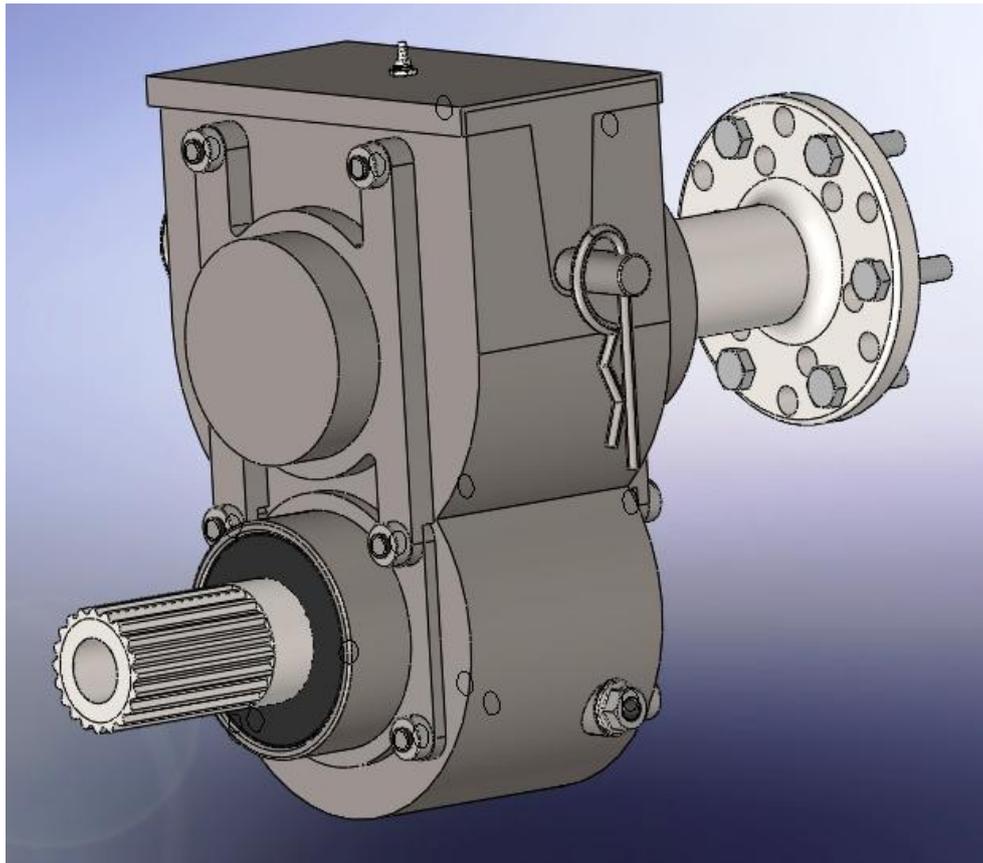
Il progetto, già sviluppato parzialmente in precedenza, dovrà subire notevoli modifiche:

- La costruzione del carter deve essere costituita da un unico pezzo composto da lamierini in **Lega Ti longitudinalmente grado 2 (SS)** di spessore *2 mm* saldati. Questo componente non è stato creato per fusione dato che il progetto è lo sviluppo di un prototipo del quale si richiedono, quindi, poche unità di produzione.
- Contenere i pesi ed ingombri senza avere dei limiti prefissati, considerando però questo parametro fondamentale dato che il riduttore sarà sperimentato per usi aeronautici;
- Creare un telaio-struttura adibito all'assemblaggio riduttore-motore.

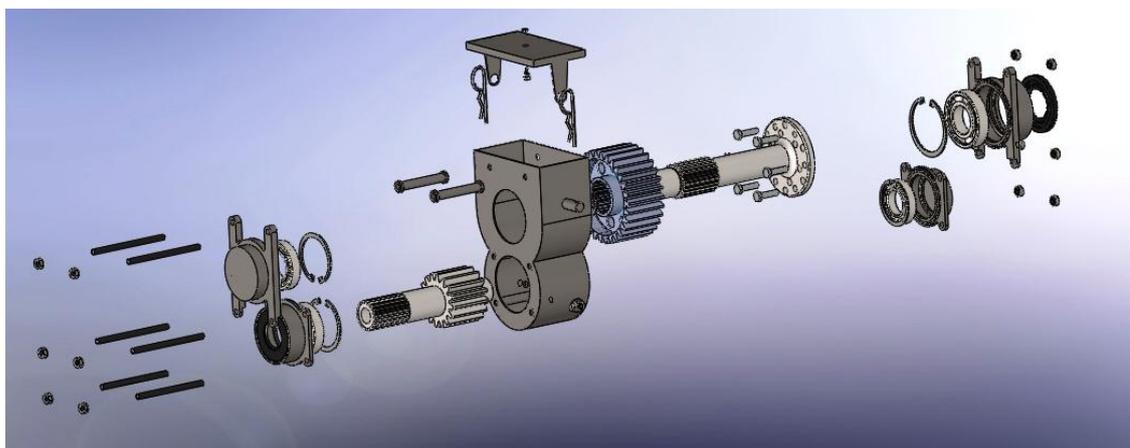
Le soluzioni adottate per le sopracitate variazioni di progetto sono le seguenti:

- Eseguo un assemblaggio e dimensionamento con ingranaggi a denti dritti perché posso inserire cuscinetti più piccoli e leggeri rispetto ad ingranaggi a denti elicoidali, inoltre in questo modo non vi sono spinte assiali;
- Dato che il carter è un pezzo unico, per l'assemblaggio e l'installazione dei cuscinetti inserisco delle coperture (Bussole) applicate e fissate al carter con viti. Queste parti come si noterà successivamente sono state più volte modificate ottimizzando l'ingombro e modificando le sedi di cuscinetti e tenute (presenti solamente nelle due bussole nelle quali l'albero è passante).

Presentiamo, inizialmente, una visione globale del riduttore assemblato ed "esploso":

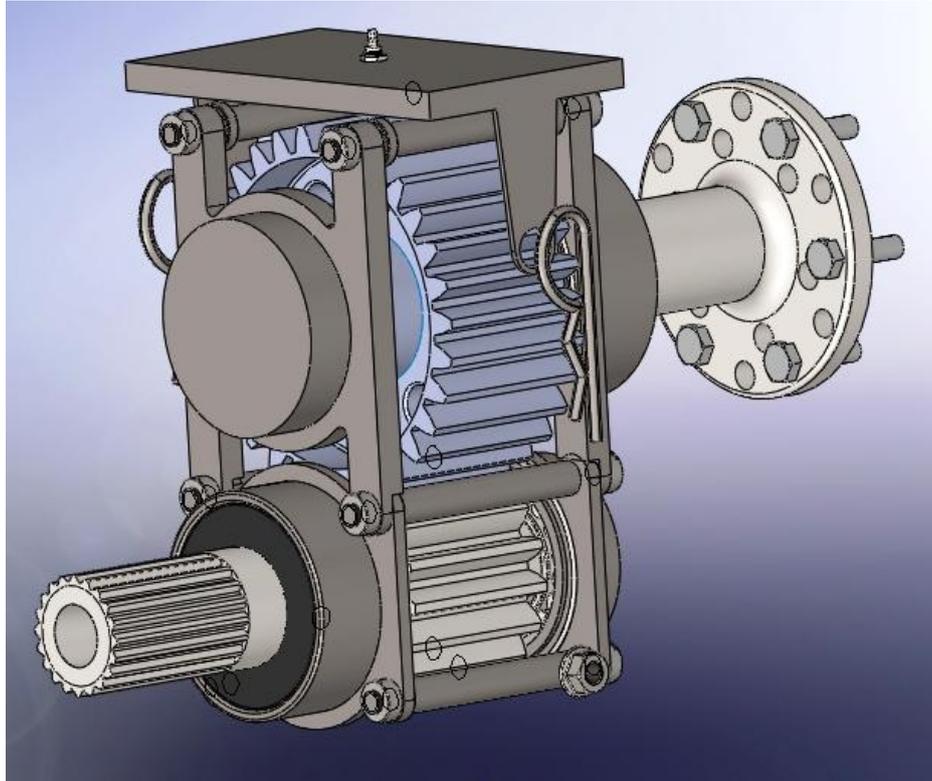


Riduttore assemblato



Vista riduttore esploso

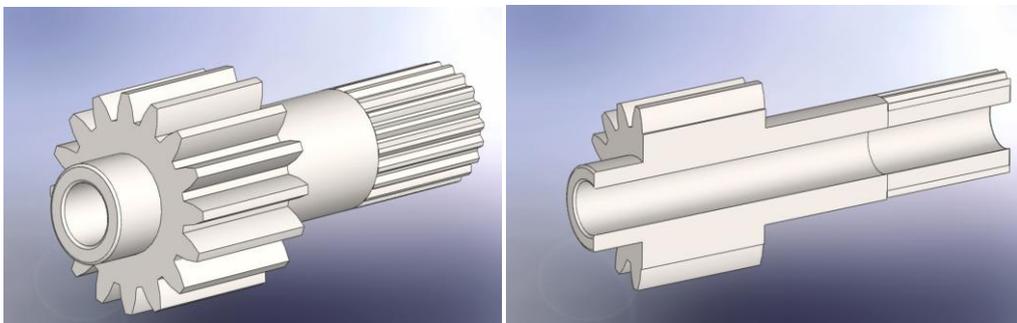
Per capire in modo esauriente anche tutti gli accoppiamenti interni, mostriamo il riduttore assemblato senza carter:



Assemblato senza carter

Di seguito sarà esposta tutta la componentistica con le caratteristiche per ogni componente:

## 6.2 Albero movente



Albero Motore

L'albero movente è il componente che riceve il moto e le tensioni direttamente dal motore FIAT 1.3 Multijet e li imprime all'albero cedente che a sua volta li trasmette all'elica stessa.

Questa parte è stata realizzata in un unico corpo (albero e ruota dentata) per permettere una minimizzazione della massa e massimizzazione della rigidità.

La parte scanalata all'estremità dell'albero consente l'installazione nel motore stesso. La dimensionalizzazione della ruota dentata, del profilo scanalato e di tutti i componenti che compongono il progetto è stata eseguita con l'apposita applicazione del software Solid Edge 1.8.

### **Caratteristiche:**

- Materiale: Acciaio 14NiCr18;
- Diametro esterno 35 *mm*,
- Diametro interno 22 *mm*;
- Diametro ruota dentata 76 *mm*;
- Profondità ruota dentata 60 *mm*;
- Profilo Scanalato laterale: per collegamento (interfaccia) con il motore (come enunciato in precedenza).

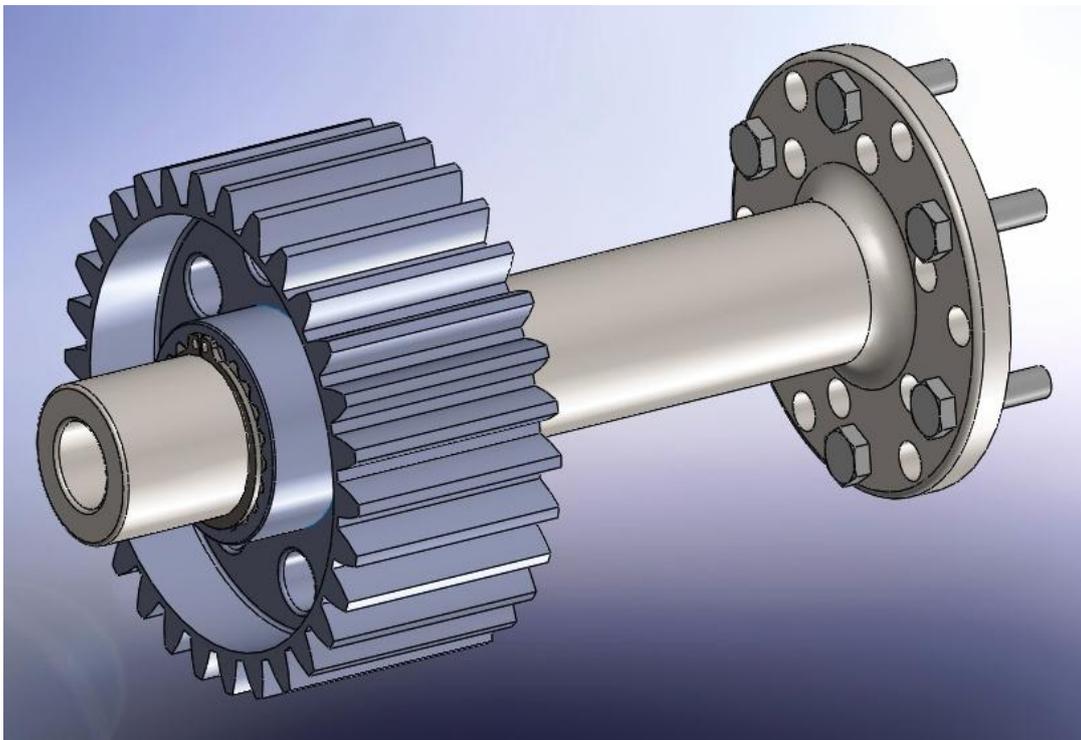
## **6.3 Albero cedente**

L'albero elica non è composto da un unico pezzo (fra ruota ed albero stesso) come nel caso dell'albero motore, ma da due parti separate in cui la ruota dentata è applicata all'albero tramite un profilo scanalato e fissata tramite seeger.

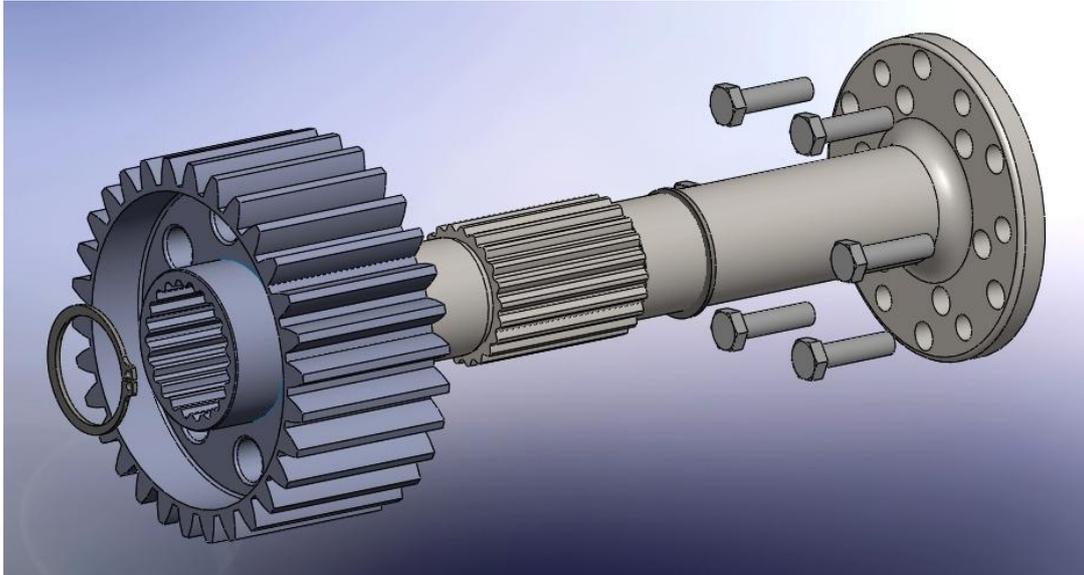
All'estremità l'albero presenta una flangia che tramite il collegamento di 6 bulloni M8 consente l'interfaccia riduttore-elica.

Questa soluzione è stata adottata per consentire l'installazione dell'albero all'interno del riduttore dato il grosso diametro dell'ingranaggio, infatti l'assemblaggio deve essere eseguito all'interno del carter.

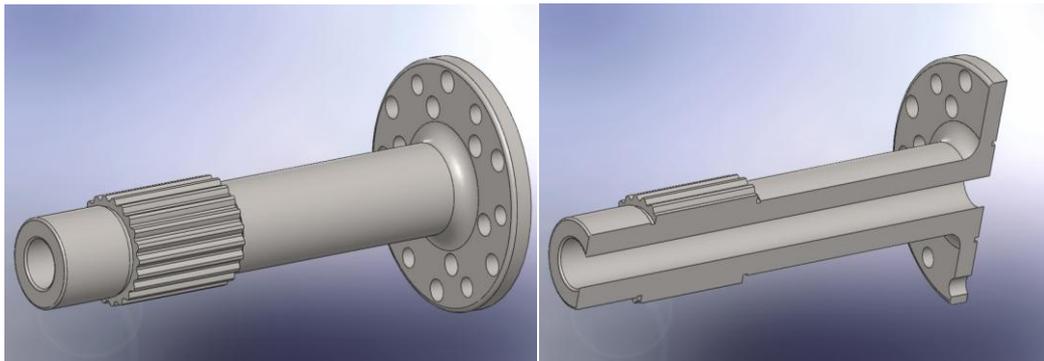
Per una maggiore comprensione presentiamo, in primo luogo, la parte assemblata e successivamente le parti separate che la compongono.



Assemblato albero elica con flangia



Vista esplosa dell'assemblato



Albero elica

### Caratteristiche dell'albero:

- Materiale: Acciaio 14NiCr18;
- Diametro esterno 40 mm;
- Diametro interno 22 mm;
- Presenza nell'albero di gole per l'applicazione di seeger;

- Flangia nell'estremo dell'albero;
- Scanalatura nella faccia laterale porta-flangia per facilitarne l'installazione.

L'albero è caratterizzato da un foro interno per l'alloggiamento dei sensori relativi al livello di olio e di pressione.

Il seeger utilizzato è stato dimensionato tramite i manuali "Disegno Meccanico" (di G.Manfè, R.Pozza, G. Scarato). Di conseguenza il seeger dovrà avere un diametro interno di 40mm: **DIN 417- 40 \* 1.75**.



Seeger DIN 417- 40 \* 1.75

La ruota dentata presenta nella faccia dei fori, creati per aumentare la dissipazione di calore:



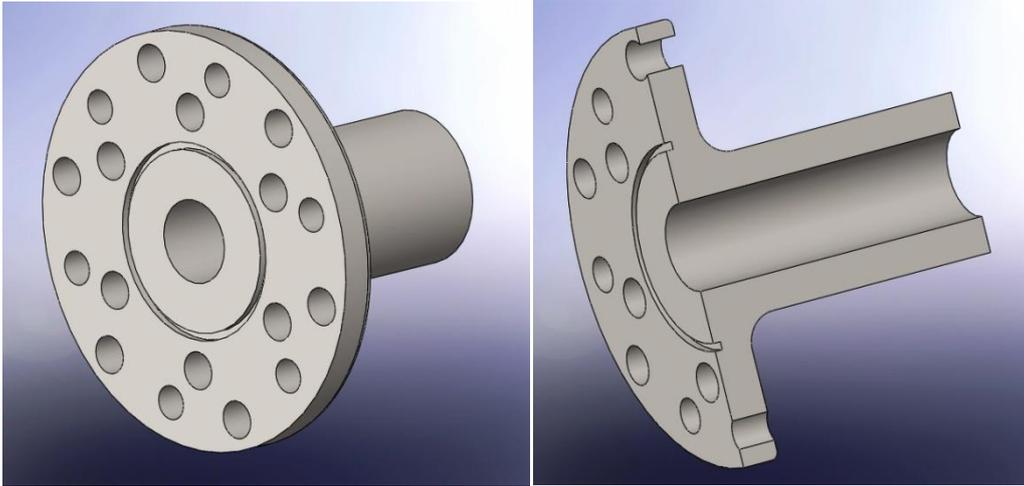
Ruota per albero elica

#### **Caratteristiche della ruota:**

- Materiale: Acciaio 14NiCr18;
- Foro scanalato per l'assemblaggio con l'albero tramite Seeger;
- Diametro ruota dentata 126 mm;
- Profondità ruota dentata 60 mm.

Infine la flangia è composta da una “corona” di 6 fori usati per l'applicazione con l'elica e da due “corone” sempre di 6 fori ma aventi diametro maggiore ( $d = 10\text{ mm}$ ) disposte più esternamente per aumentare lo scambio di calore con l'esterno e rendere il componente più leggero.

La flangia nella zona del foro interno presenta una scanalatura, per facilitare l'installazione con l'elica (chiaramente questa parte deve presentare, a sua volta, una venatura in rilievo di pari dimensioni alla scanalatura della flangia).

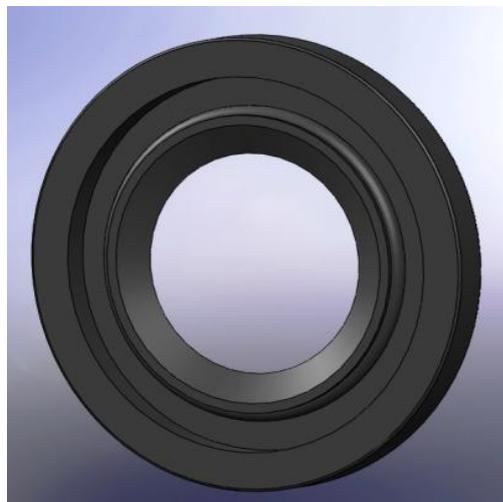


Flangia

## 6.4 Scelta delle tenute

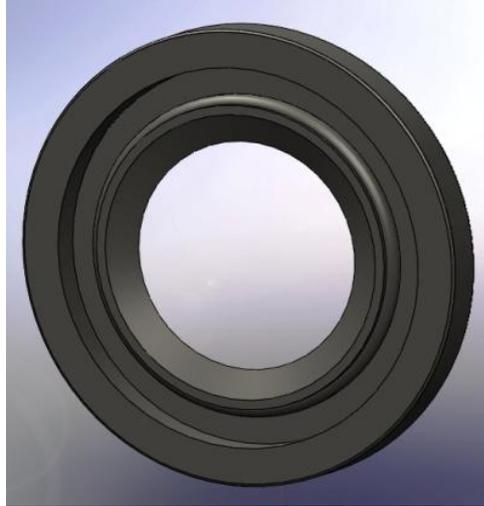
Tramite il manuale SKF sono stati dimensionati i cuscinetti da utilizzare e i seguenti anelli radiali di tenuta da inserire nelle due bussole in cui è presente il collegamento con il motore (albero movente) e con l'elica (albero cedente):

- Per l'albero movente: **SKF CR 35X72X7**



Tenuta radiale SKF albero motore

- Per l'albero cedente: **SKF CR 40X80X8**

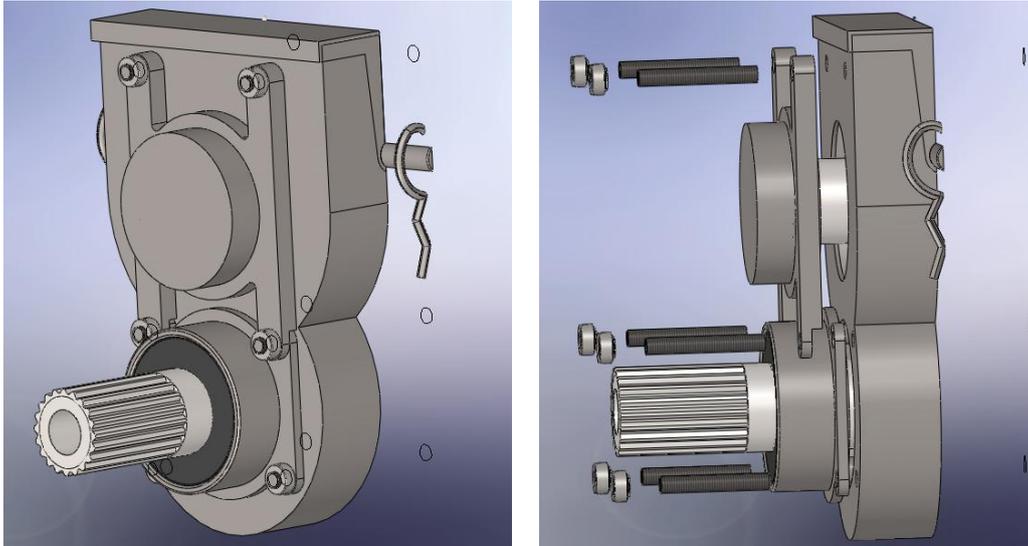


Tenuta radiale SKF albero elica

Infatti il cuscinetto relativo all'albero motore (SKF 6207) ha un diametro di  $35\text{ mm}$  e quello relativo all'albero elica (SKF 6208) di  $40\text{ mm}$ , diametri uguali alle rispettive tenute.

## 6.5 Bussole porta-cuscinetti

Questi componenti sono di fondamentale importanza; infatti, dal momento che il carter è formato da un pezzo unico, le bussole consentono l'installazione e applicazione dei cuscinetti collegandoli con gli alberi. Dato che l'obiettivo principale è di contenere massa e volume, le bussole sono state progettate minimizzando gli ingombri e di conseguenza anche le masse, infatti, come si può notare nelle viste in sezione sottostanti, sono state create per essere applicate in modo "sovrapposto" così da utilizzare 6 barre filettate anziché 8.



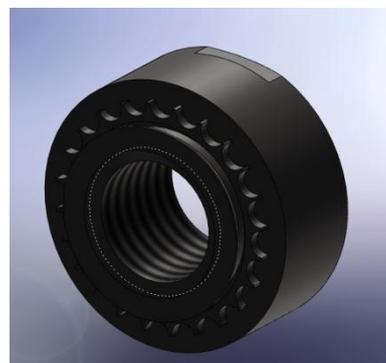
Vista in sezione dell'installazione delle bussole

Si può notare che le bussole superiori relative quindi all'albero elica, hanno una ghiera larga il doppio ( $10\text{ mm}$ ) rispetto alle bussole inferiori ( $5\text{ mm}$ ), caratterizzate da una scanalatura per consentire la sovrapposizione in fase di installazione. La scelta di creare più grandi le ghiera relative all'albero elica e di non ingrandire quelle inferiori è stata eseguita poiché l'albero elica è caratterizzato da maggiori carichi e sforzi e quindi anche da cuscinetti più grandi.

Abbiamo assunto barre filettate con filettatura Whitworth BSW 5/16 – BS 84 (con un diametro di filettatura circa  $7.937\text{ mm}$ ) perché rispetto alle filettature metriche hanno maggior angolo di filetto ( $45^\circ$ ) e quindi i raccordi hanno maggior presa. Sono state assemblate con dadi autograppanti – autobloccanti sempre da  $\frac{5}{16}$ ".



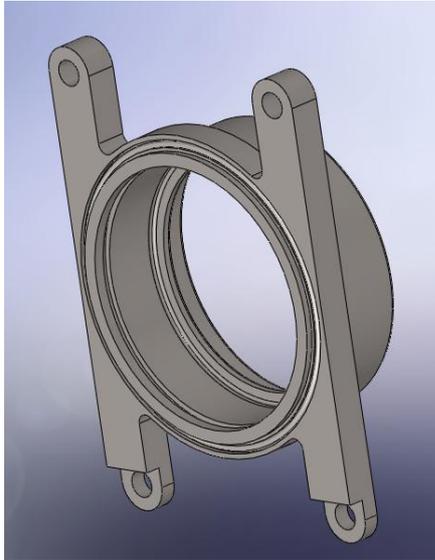
Barra filettata Whitworth BSW 5/16"



Dado autograppante – autobloccante

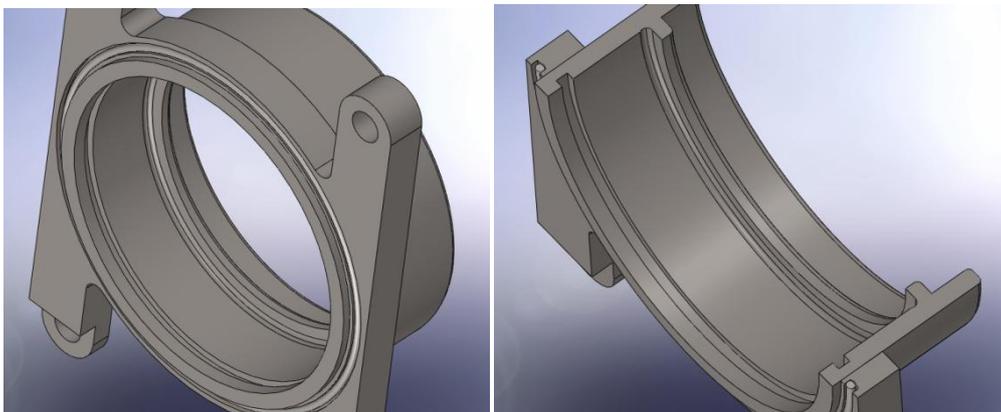
Queste bussole porta-cuscinetti sono composte da:

- Un “telaio” costituito a sua volta da una ghiera esterna e da un “cilindro”

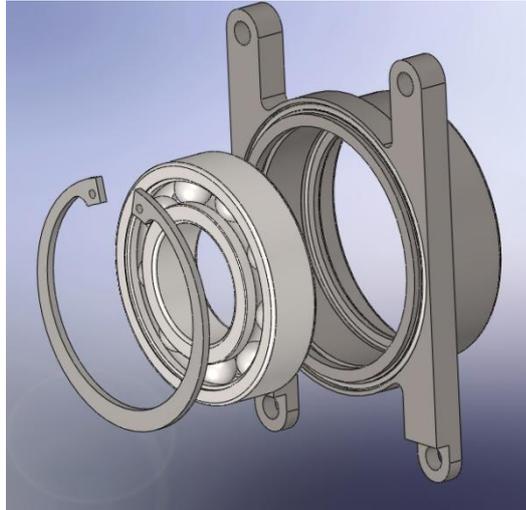


Bussola porta-cuscinetto

- All’interno della bussola si va ad alloggiare il cuscinetto, che viene appoggiato da un lato ad uno spallamento (unificato tramite manuale “Disegno Meccanico”) e dall’altro tramite un seeger;

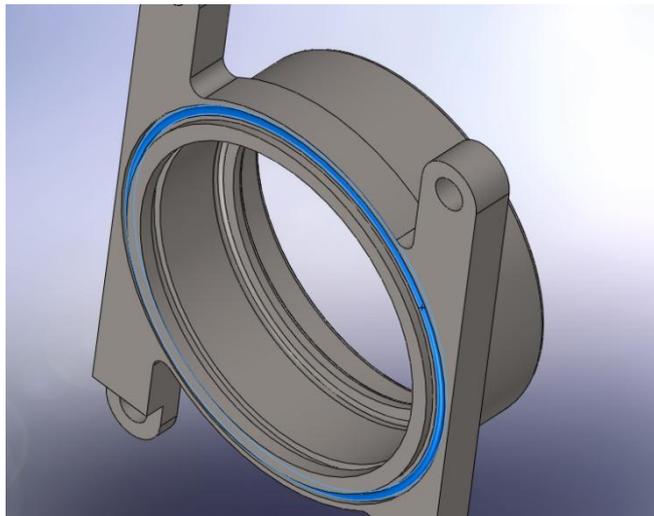


Spallamento per cuscinetto e gola per seeger



Installazione cuscinetto e seeger nella bussola

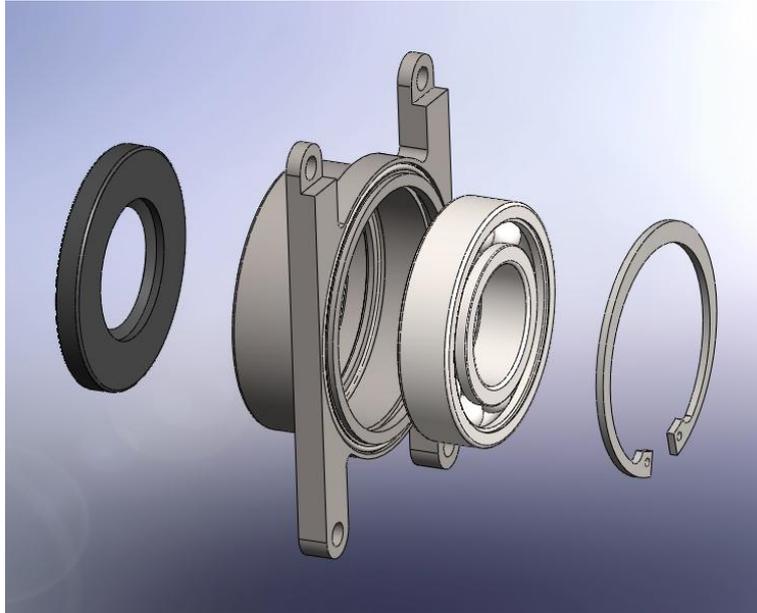
- La ghiera presenta anche una scanalatura apposita per un o-ring, il quale permette una tenuta nell' applicazione con il carter e scongiura eventuali perdite d'olio.



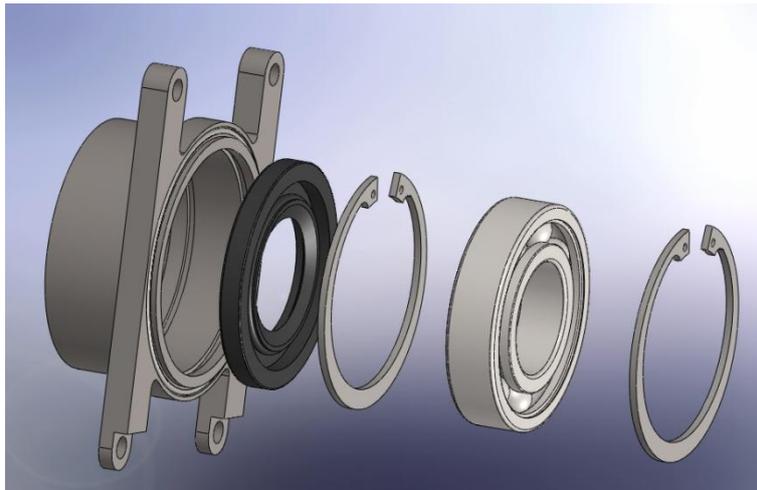
Ghiera con o-ring

Inoltre abbiamo preso in considerazione due soluzioni per la progettazione delle bussole comprese di tenuta:

- Una soluzione nella quale la tenuta è installata esternamente;
- Ed una soluzione con la tenuta inserita internamente e serrata da un secondo seeger



Soluzione della bussola con la tenuta esterna



Soluzione della bussola con la tenuta interna

Assumiamo la soluzione con le tenuta inserita esternamente per le seguenti motivazioni:

- Con questa soluzione il cuscinetto è bloccato solamente da un seeger perché nel lato opposto è fissato dallo spallamento. Nella soluzione con la tenuta interna sarebbe serrato tramite due seeger, ma diventerebbe un bloccaggio di cuscinetto non sicuro;

- Si utilizza meno materiale;
- Si crea un minor numero di gole per seeger nella bussola;
- La soluzione è meno pesante;
- L'installazione della tenuta è facilitata.

Passiamo ora ad analizzare separatamente ogni bussola, tenendo in considerazione che le dimensioni delle bussole sono in relazione al cuscinetto assemblato e quindi saranno di maggior dimensioni i componenti relativi all'albero elica.

Nell'**albero cedente** sono presenti i cuscinetti :

- **SKF 6208**
- **SKF NU1008ML**

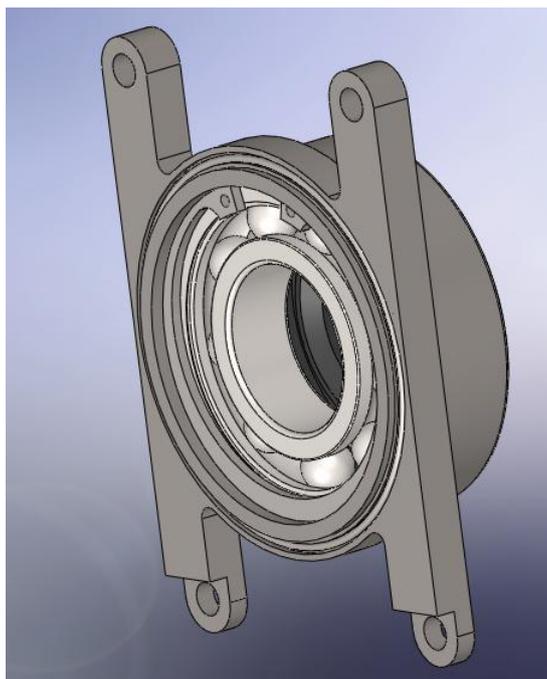
Quindi le bussole avranno le seguenti dimensioni:



SKF 6208



Seeger DIN 472- 80 \* 2.5



Bussola completa per SKF 6208

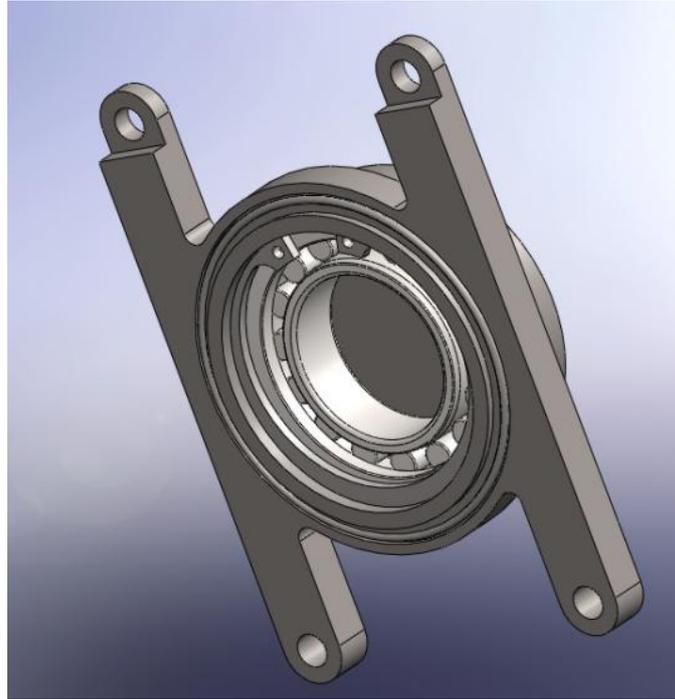
La bussola presenta un diametro relativo alla sezione dell'alloggiamento esterno di  $88\text{ mm}$  perché deve contenere sia il cuscinetto con il seeger (**dimensionato DIN 472 -  $80 * 2.5$** ) sia la tenuta che insieme richiedono uno spessore di  $4\text{ mm}$  ed uno sviluppo orizzontale di  $45\text{ mm}$ .



SKF NU1008ML



Seeger DIN 472- 68 \* 2.5



Bussola completa per SKF NU1008ML

Invece questa bussola presenta un diametro esterno di  $76\text{ mm}$  perché deve contenere solamente il cuscinetto e il seeger (dimensionato **DIN 472 – 68 \* 2.5**) e anche per questo componente è stato richiesto uno spessore di  $4\text{ mm}$  ed uno sviluppo orizzontale di  $39\text{ mm}$ .

In modo del tutto analogo si procede alla dimensionalizzazione delle bussole relative **all'albero movente**, che è assemblato con i seguenti cuscinetti:

- **SKF 6207**
- **SKF NU1007ECP**

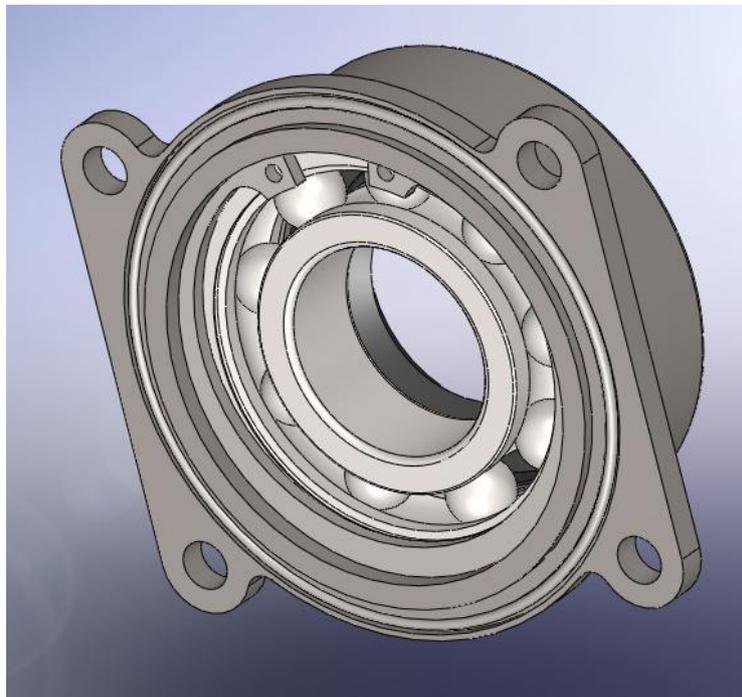
con le rispettive dimensioni delle bussole:



SKF 6207



Seeger DIN 472- 72 \* 2.5



Bussola completa per SKF 6207

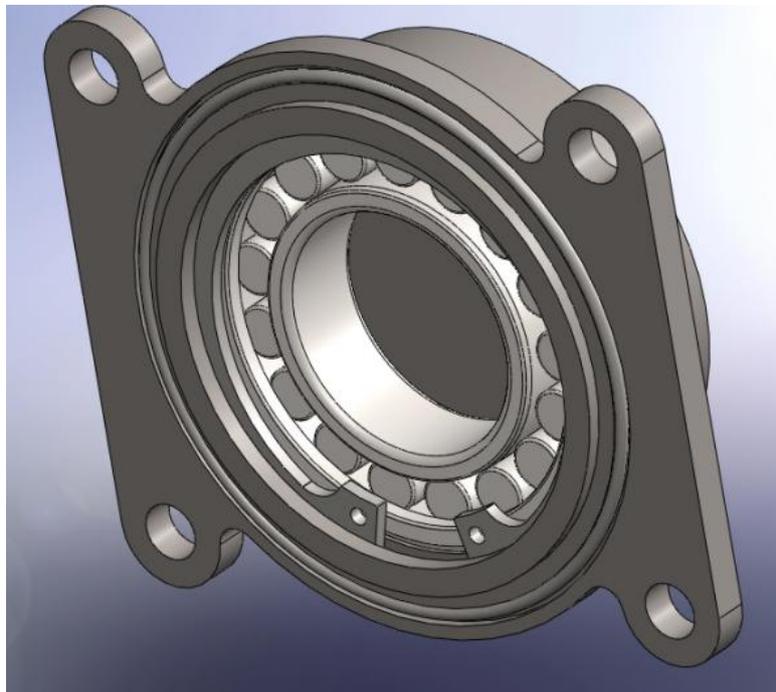
Dato che i cuscinetti in questione sono più piccoli rispetto a quelli sopra citati, anche le dimensioni delle bussole sono inferiori. Questo componente presenta un diametro esterno di  $80\text{ mm}$  con uno sviluppo orizzontale di  $41\text{ mm}$  dato che anche questa bussola deve contenere cuscinetto, seeger (dimensionato **DIN 472 – 72 \* 2.5**) e tenuta.



SKF NU1007ECP



Seeger DIN 472- 62 \* 2

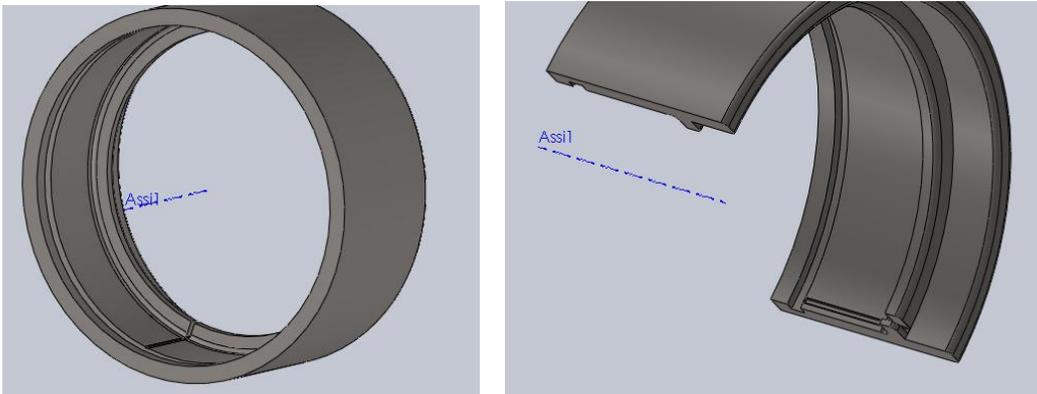


Bussola completa per SKF NU1007ECP

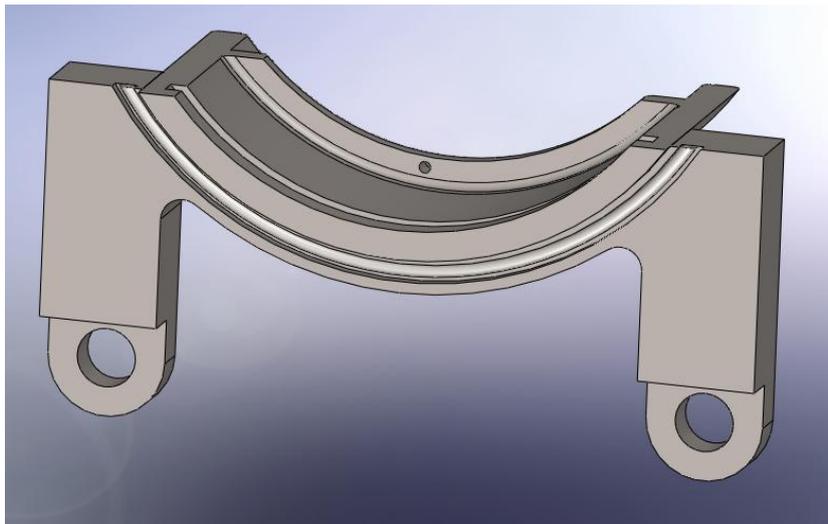
Come per la bussola relativa all'albero elica, questo componente dovrà avere un diametro esterno di  $70\text{ mm}$ , infatti il cuscinetto **SKF NU1007ECP** è il più piccolo e sottile utilizzato nel progetto, con una profondità di  $37\text{ mm}$  perché deve contenere solamente cuscinetto e seeger (dimensionato **DIN 472 – 62 \* 2**).

Infine per permettere una facilitazione nella circolazione di olio nelle due bussole nelle quali sono presenti le tenute, abbiamo ricavato anche per questa problematica due soluzioni:

- Creazione di un'ulteriore gola di ricircolo in posizione trasversale all'interno della bussola stessa;
- Creazione di un foro nella faccia dello spallamento del cuscinetto per permettere il ricircolo d'olio.



Creazione di gola trasversale di ricircolo

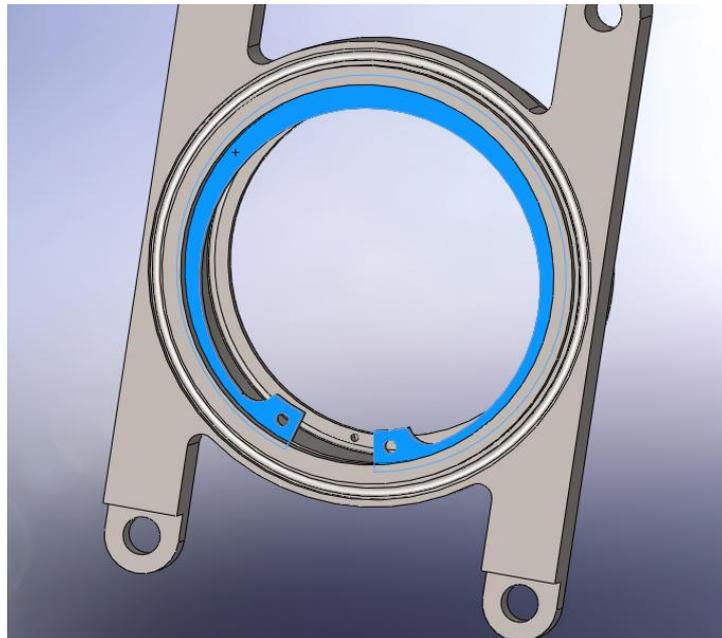


Creazione di foro nello spallamento per la circolazione dell'olio

La soluzione adottata è stata quella della creazione di un foro nello spallamento, perché:

- Richiede minori lavorazioni;
- Richiede minori tempi di fabbricazione;
- Non indebolisce ulteriormente lo spessore della bussola stessa;
- Non indebolisce il serraggio del cuscinetto e seeger.

In conclusione in questo modo, non **sono presenti gole che si intersecano**. Inoltre consigliamo di eseguire l'installazione del cuscinetto e soprattutto del seeger nella bussola con la scanalatura di quest'ultimo in prossimità del foro di ricircolo:



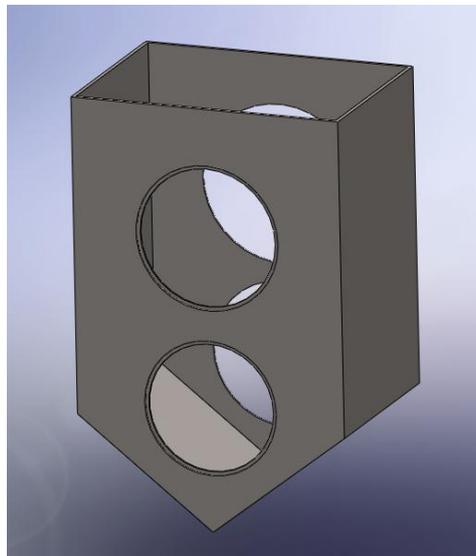
Assemblaggio consigliato

## 6.6 Carter e telaio di supporto

### Carter

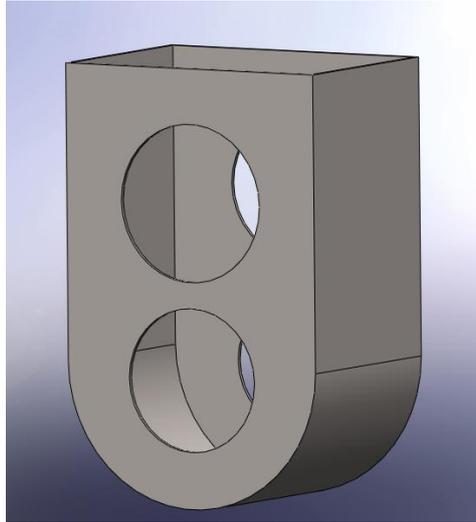
Come inizialmente già enunciato, il carter nel progetto deve essere costituito da un unico pezzo, composto da lamierini in lega **Ti puro grado 2 longitudinalmente (SS)** con spessore di *2 mm* opportunamente saldati.

Si è partito progettandolo con una base triangolare, a “punta”, data la facilità di saldatura delle lamiere.



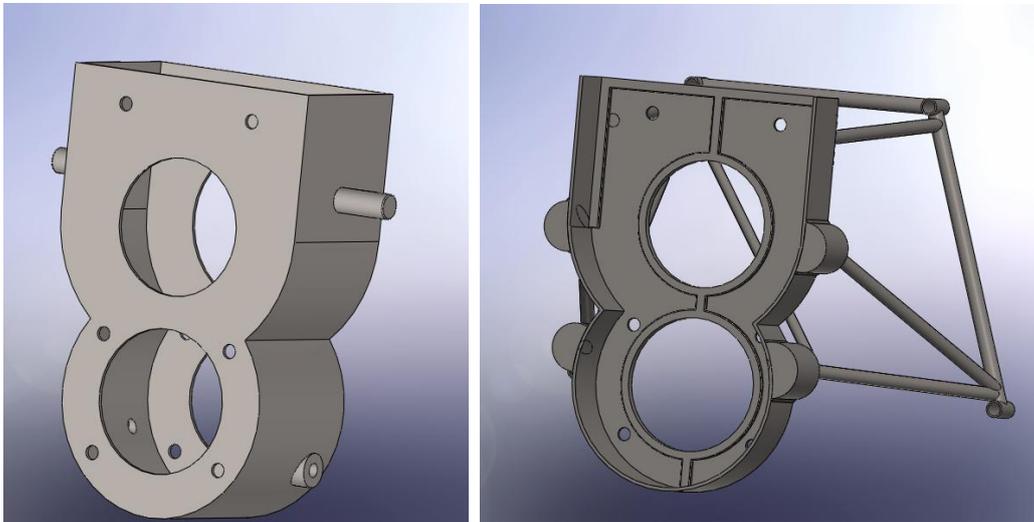
Prima progettazione del carter con base “triangolare”

Soluzione subito abbandonata perché presenta uno spreco di utilizzo dell’olio nella parte inferiore dove l’ingranaggio è impossibilitato a “pescare” il lubrificante. Ci siamo indirizzati a una configurazione del tutto diversa che permetteva una massimizzazione dell’utilizzo dell’olio con un suo relativo minor consumo. Quindi come seconda soluzione è stato creato un carter a base circolare.



Seconda progettazione del carter con base “circolare”

Questa soluzione però richiede un utilizzo eccessivo di lamiere in titanio che determinano uno spreco di materiale e un aumento repentino di peso. È stata allora ricavata la terza ed ultima soluzione, realizzata tramite due cilindri del medesimo materiale opportunamente saldati e modificati:



Terza progettazione del carter composto da due tubi di titanio saldati e modificati

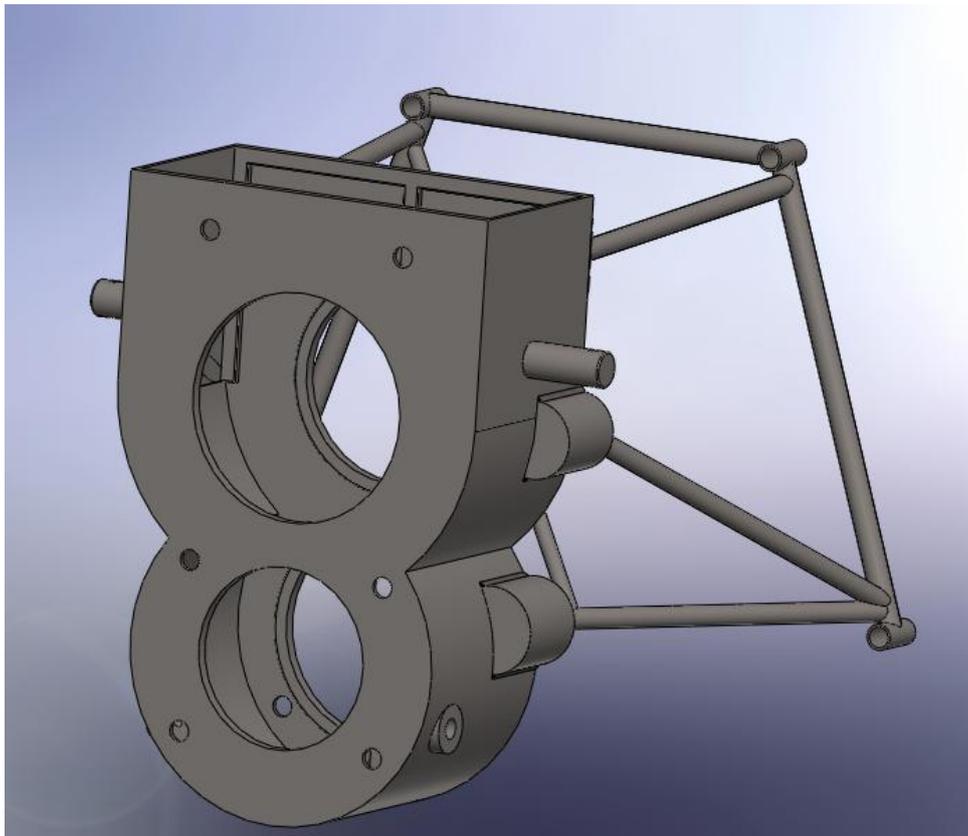
Nello sviluppo conclusivo soprastante si notano i 6 fori per l’installazione delle bussole porta - cuscinetti nella faccia centrale, sono presenti nella parte inferiore una protuberanza per lato nella quale si salderà un bullone *M8* per l’alloggiamento dei vari sensori, e nella parte superiore è presente una seconda protuberanza che permette la chiusura del carter tramite coperchio.

Sono presenti venature interne per minimizzare il disallineamento dei due alberi. Questa fase verrà spiegata maggiormente nel capitolo successivo (Capitolo 8 “Calcoli e verifica del disallineamento”) tramite lo studio degli elementi finiti della libreria Simulation del software Solid Works 2012 (*FEA*).

### **Creazione della struttura-telaio**

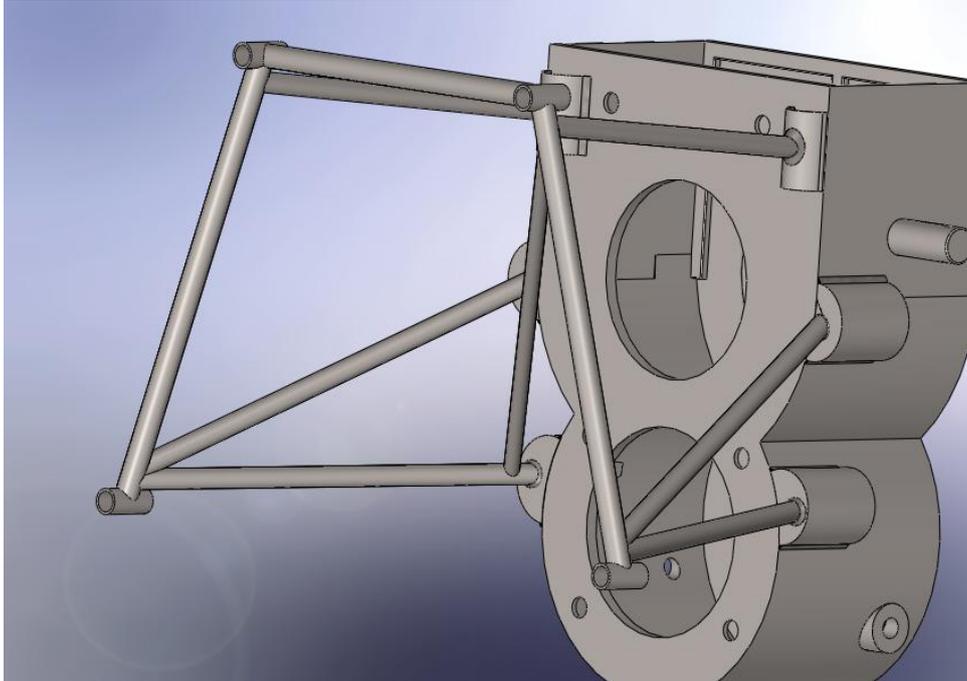
Per creare un telaio-struttura adibito all’installazione del riduttore con il motore, si è deciso di realizzare un telaio in tubi saldati del medesimo materiale del carter e di unire le due parti tramite l’ausilio di scatolati saldati ai suoi lati, così da non utilizzare collegamenti filettati smontabili o altri collegamenti permanenti più complicati da eseguire.

Ecco il carter assemblato al telaio:



Assemblato di carter e telaio

Per realizzare lo scatolato, si è ricorso alla saldatura delle facce del carter sopradescritte in modo da realizzare delle alette laterali in cui far passare i tubi del telaio:

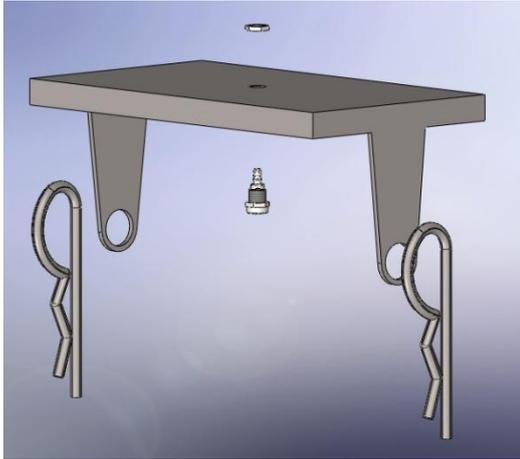


Vista collegamenti del telaio tramite scatolati

Un'altra soluzione consiste nel realizzare separatamente gli scatolati, forarli e successivamente collegarli mediante saldature al carter, ma non risulta logica perché richiede ulteriori lavorazioni ed utilizzo eccessivo di materiale che porta conseguentemente ad un aumento di massa del riduttore.

### **Coperchio per carter - Sedi alloggiamento sensori**

Dal momento che il carter è un pezzo unico, occorre una chiusura superiore costituita da un coperchio nel cui centro è stata creata anche la sede per un innesto riguardante lo spurgo:

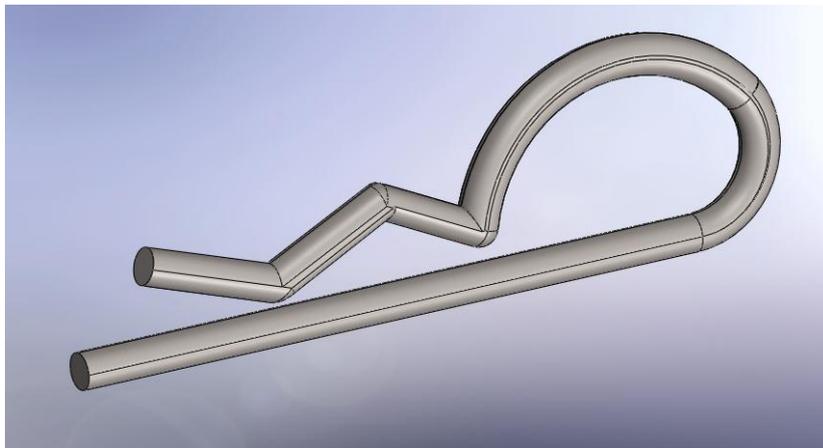


Vista esplosa del coperchio con copiglie

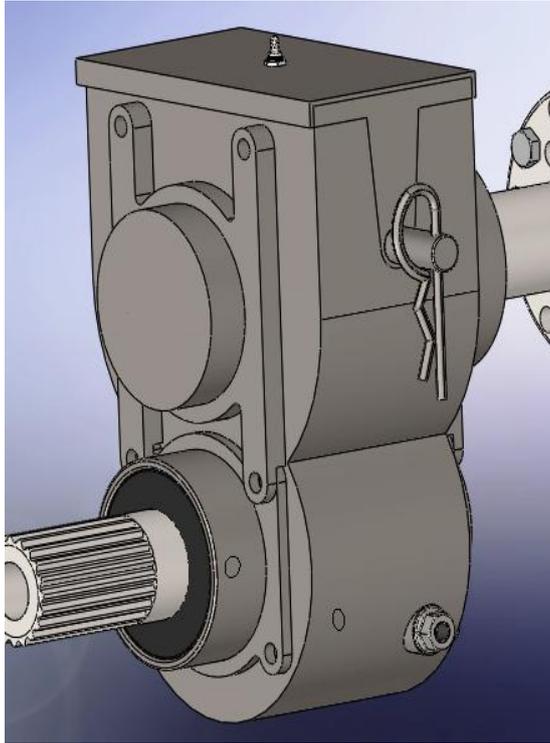


Vista in sezione

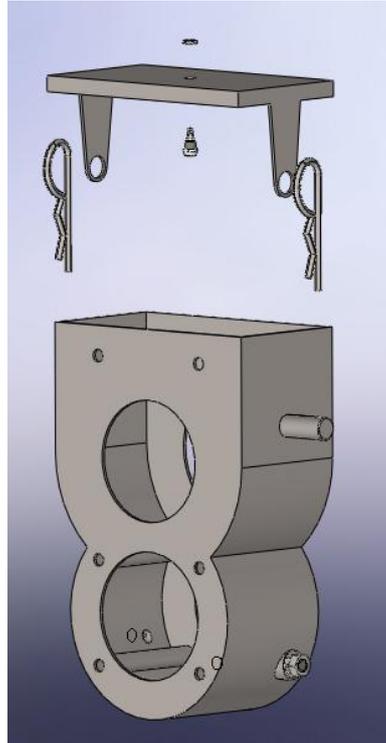
Il coperchio presenta lateralmente dei labbri realizzati per l'installazione del carter tramite l'ausilio di copiglie, chiusura impiegata soprattutto nelle gare automobilistiche tipo rally. Le protuberanze del carter adibite al fissaggio del coperchio sono state create in modo unificato UNI ISO 2341, e la copiglia è stata modellata come da catalogo commerciale:



Copiglia 4 \* 85

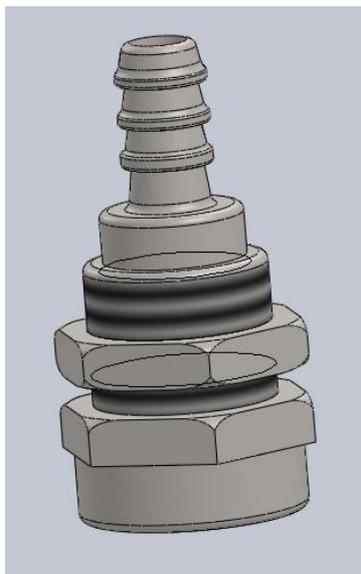


Assemblaggio chiusura coperchio con copiglie

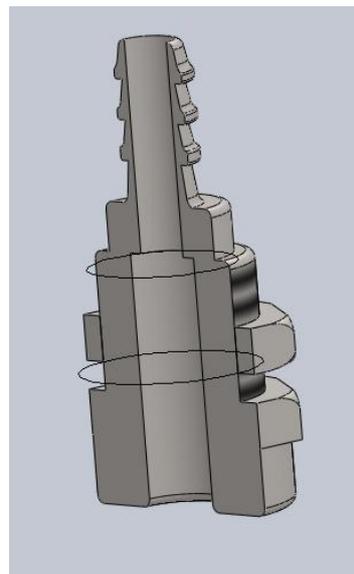


Esploso chiusura coperchio

Le copiglie come tutti gli altri componenti costituenti il carter sono composte dalla lega in titanio pura grado 2 longitudinalmente (SS). Nel centro del coperchio è presente un innesto relativo allo spurgo. Questo componente è stato creato in base alla modifica di un innesto presente in commercio relativo ai connettori per la circolazione di aria (anche in pressione): “*coupling bodies termination*”



Vista globale dell'innesto in questione

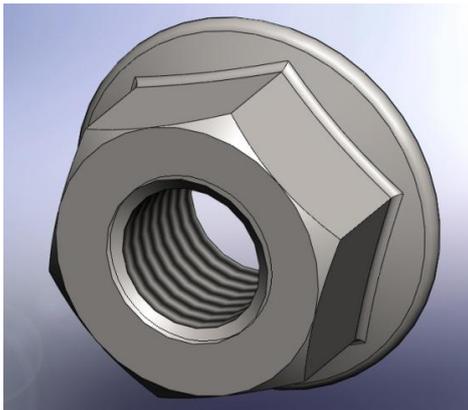


Vista in sezione dell'innesto

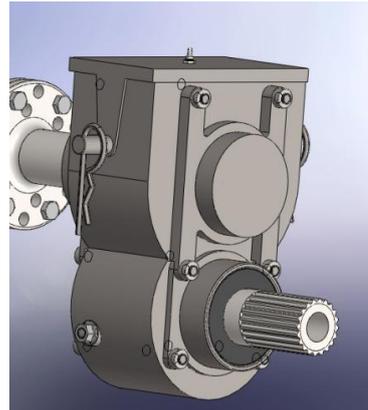
Questo innesto ha un imbocco per il tubo di  $\frac{1}{8}$  " (misura classica per le tubazioni di scarico relative ai riduttori), ed è creato in lega di acciaio DIN 1.5810 18NiCr18, materiale idoneo al nostro scopo. Non è fissato direttamente al coperchio tramite organo filettato ma è dotato di una ghiera filettata che fissa "in presa" il coperchio. Il fissaggio è importante, infatti dato che il coperchio è composto da una lamiera di titanio spessa solamente 2 mm., in questo modo non viene eccessivamente indebolito.

Rispetto all'innesto commerciale, nella progettazione non abbiamo tenuto in considerazione la valvola di non ritorno presente all'imbocco di suddetta parte per evitare reflussi. Infatti la valvola nel nostro utilizzo non è indispensabile anche se può essere ugualmente utilizzata.

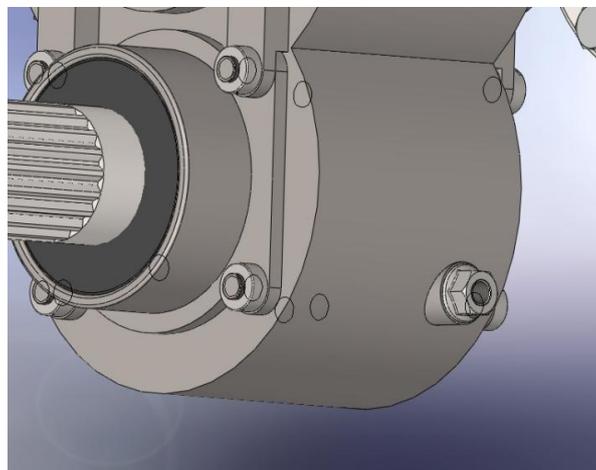
Infine nel carter è presente una protuberanza per lato nella quale verrà saldato un dado **ISO 4161- M8 con flangia** per l'alloggiamento del sensore relativo al livello dell'olio a sinistra e di quello relativo alla pressione a destra.



Dado con flangia ISO 4161-M8



Vista globale alloggiamento sensore livello olio



Vista ingrandita relativa all'alloggiamento sensore di pressione

# CAPITOLO 7

## STUDIO ELEMENTI FINITI E VERIFICHE DISALLINEAMENTO

### 7.1 Introduzione

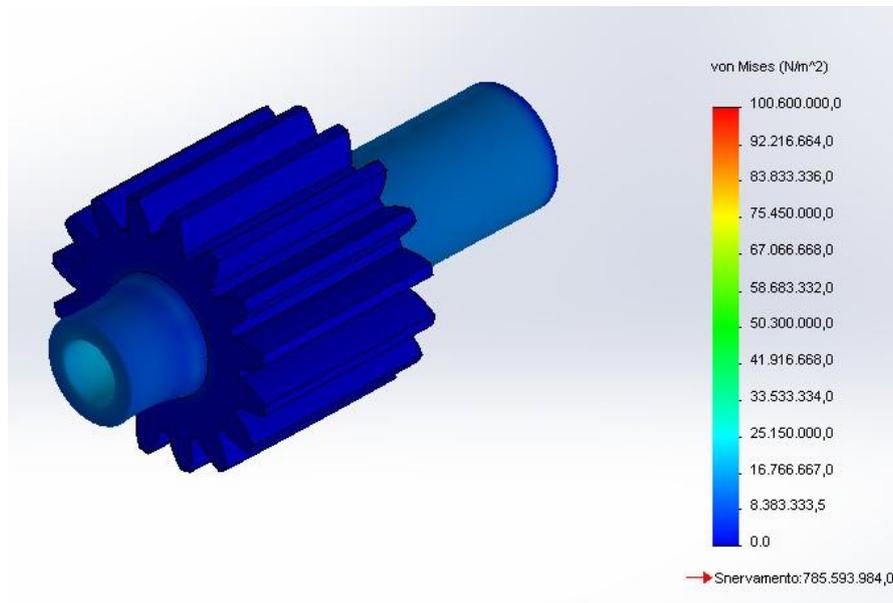
Come trattazione conclusiva presentiamo lo studio degli elementi finiti ("*studio FEA*") attraverso il software Solid Works 2012 tramite la libreria relativa all'analisi "Simulation" riguardo la componentistica del riduttore. Questa applicazione permette, inserendo in input il corretto posizionamento dei vincoli e i carichi calcolati in precedenza, di creare i diagrammi riguardo le sollecitazioni di Von Mises, il valore massimo degli spostamenti (*URES*) e il calcolo del *CS*.

Successivamente, con l'ausilio dei grafici relativi allo spostamento del carter, ne progettiamo le venature interne per completare l'ultimo obiettivo richiesto, cioè contenere il disallineamento dei due alberi ad un valore minore di  $0.1mm$ . Per verificare questo parametro, come si noterà di seguito, si sono dovuti creare componenti aventi un  $CS_{MIN} \gg 5$  conseguentemente al sovradimensionamento per limitare il disallineamento.

Esponiamo i risultati ottenuti riguardo a:

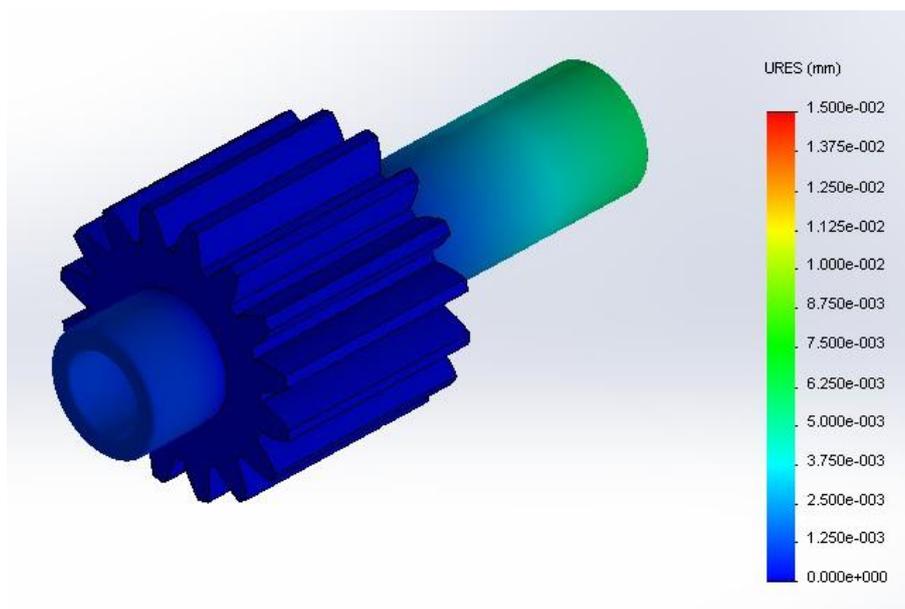
- Albero Movente
- Albero Cedente
- Ruota relativa all'Albero Cedente
- Bussole Porta-Cuscinetti
- Sviluppo Del Carter

## 7.2 Studio albero movente



Sollecitazione di Von Mises – Albero Motore

Si nota che il valore massimo del relativo grafico presenta un valore di massima pari a  $25278486 \frac{N}{m^2}$  in prossimità dell'ingresso nel foro della parte inferiore dell'albero



Spostamento – Albero Motore

La variazione dello spostamento è minima infatti in prossimità della parte superiore dell'albero presenta un valore  $URES$  massimo uguale a  $0.0067\text{ mm}$ .

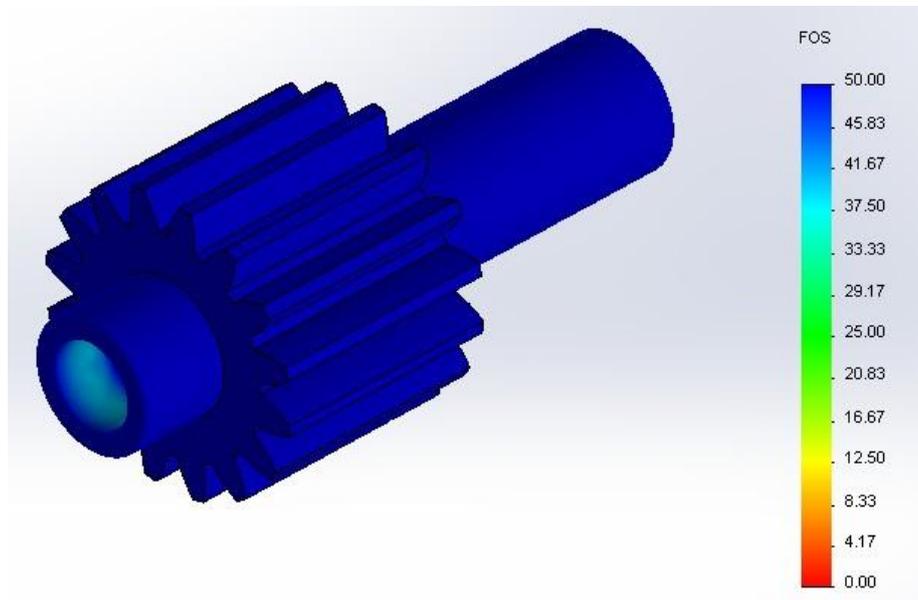
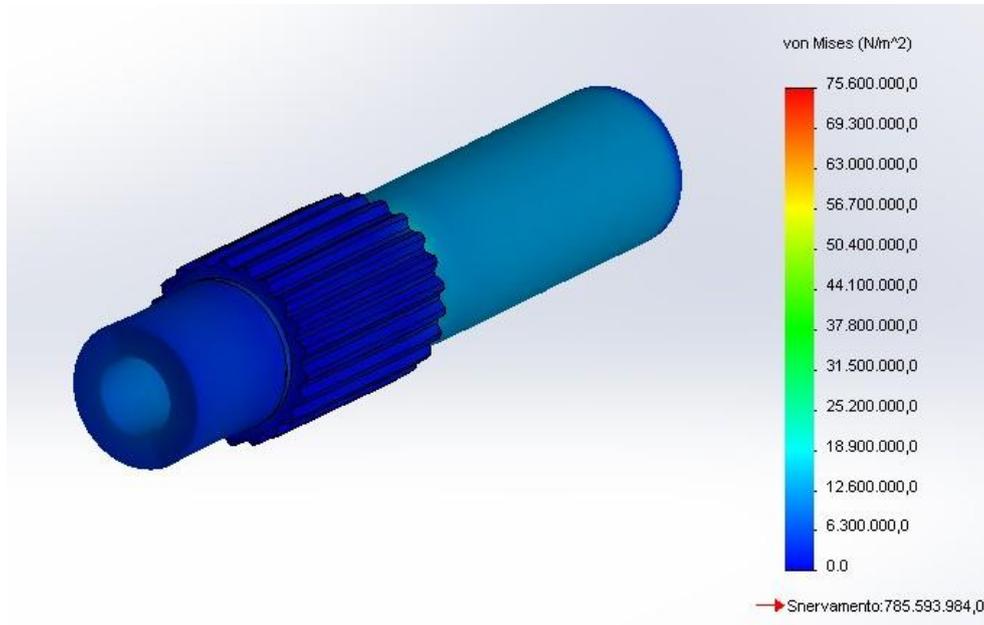


Diagramma CS -Albero Motore

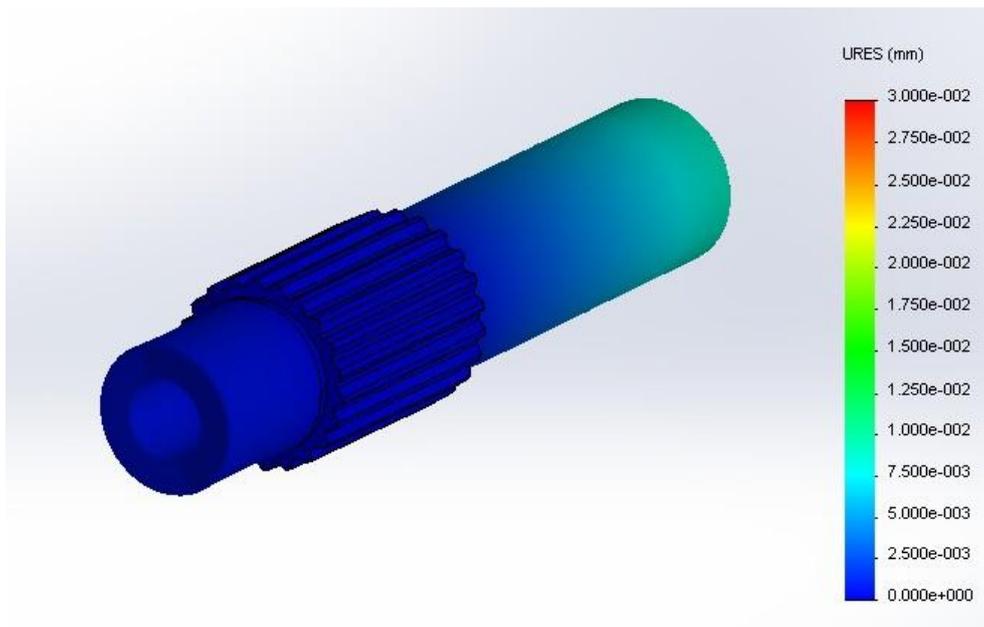
Il coefficiente di sicurezza minimo è esagerato (30.39), molto più elevato della richiesta, perché non possiamo creare due alberi con diametro troppo diverso (il diametro dell'albero cedente è  $40\text{mm}$ , quello dell'albero motore  $35\text{mm}$ ) infatti tramite lo scambio degli sforzi dati dall'ingranamento si verificherebbero seri problemi, motivazione che giustifica il sovradimensionamento del suddetto albero.

### 7.3 Studio albero cedente



Sollecitazione di Von Mises – Albero Elica

Rispetto ai due alberi, l'albero cedente è quello più sollecitato infatti presenta un valore relativo alla sollecitazione di *Von Mises* uguale a  $36268300 \frac{N}{m^2}$ .



Spostamento – Albero Elica

Il picco dello spostamento massimo è presente in modo analogo all'albero motore nella parte superiore del componente ed è pari a  $0.0084 \text{ mm}$ . (valore minimo e di conseguenza trascurabile).

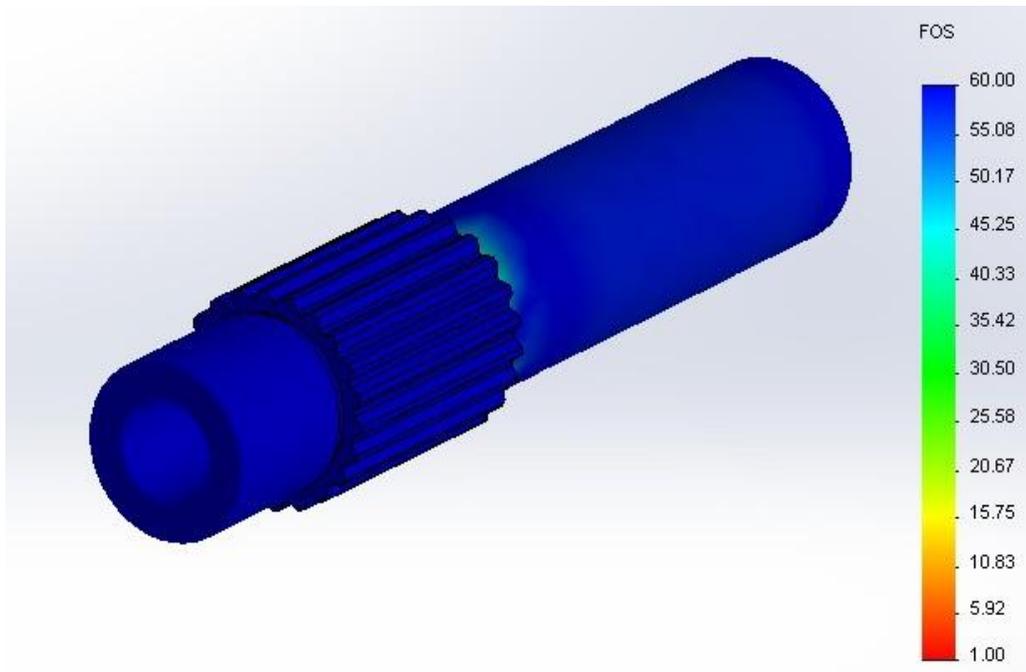
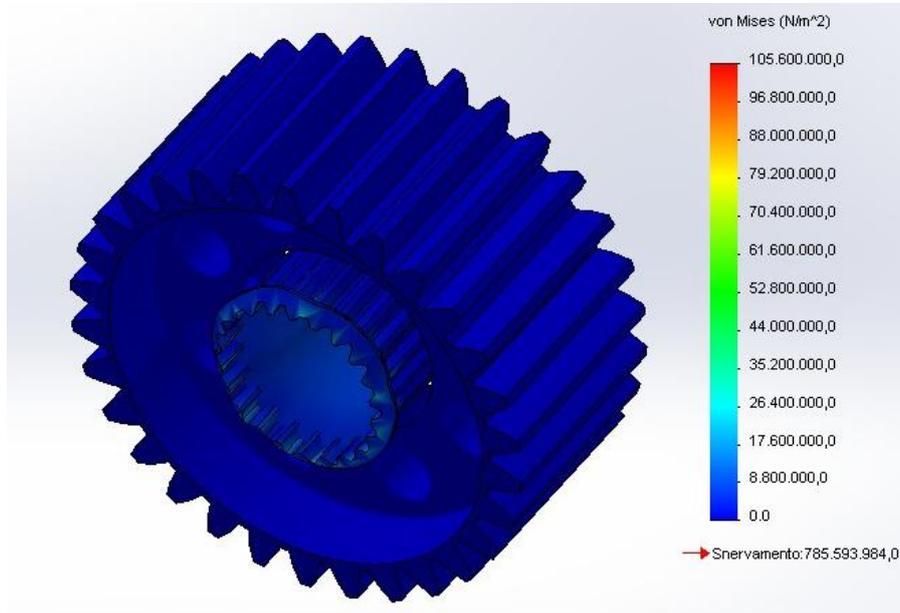


Diagramma CS -Albero Elica

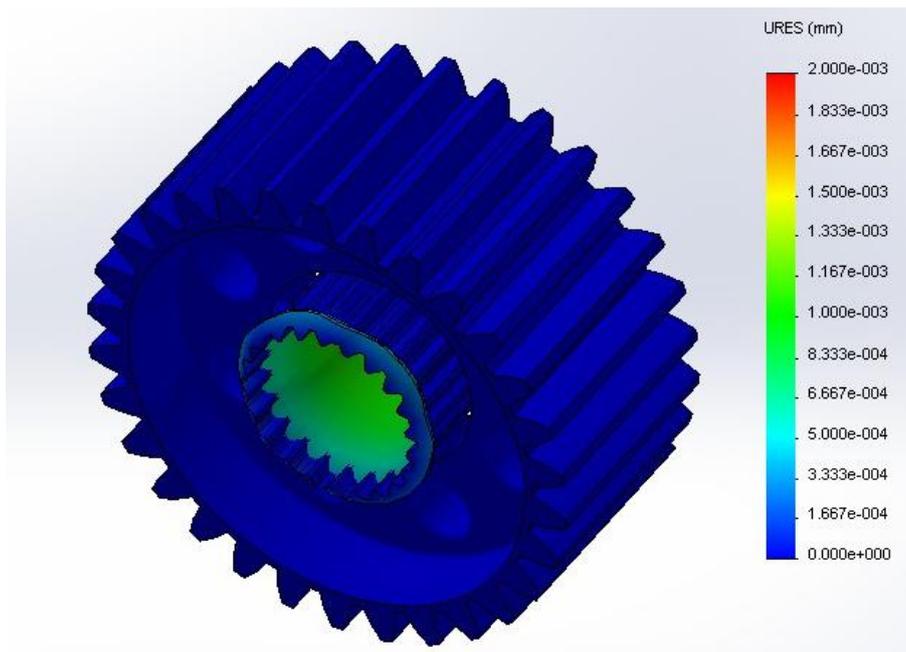
Il valore del *CS* minimo in questo caso è di 16,7 compatibile e logico con tutta la progettazione se si valuta che il riduttore è creato per usi aeronautici e quindi bisogna avere la certezza della fattibilità e durata della parte stessa.

## 7.4 Studio ruota albero cedente



Sollecitazione di Von Mises – Ruota Elica

I valori delle sollecitazioni massime di *Von Mises*, localizzate nel foro scanalato interno adibito all'assemblaggio con l'albero, sono pari a  $28457058 \frac{N}{m^2}$ .



Spostamento – Ruota Elica

Sempre nella zona relativa al picco di sollecitazione, nel foro scanalato, è impresso uno spostamento di  $0.001\text{ mm}$  compatibile con il parametro  $URES$  relativo all'albero elica.

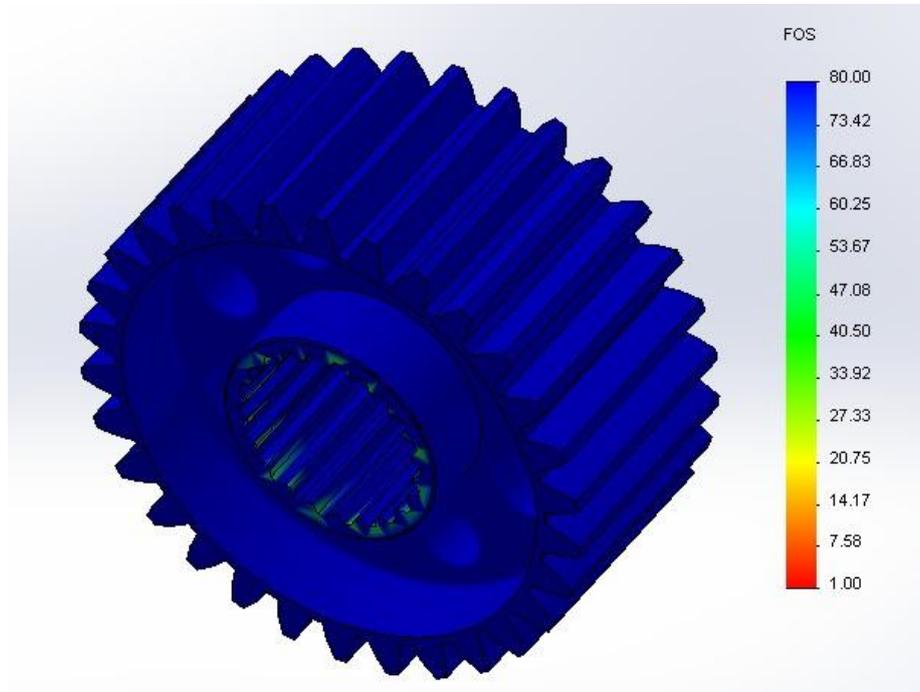


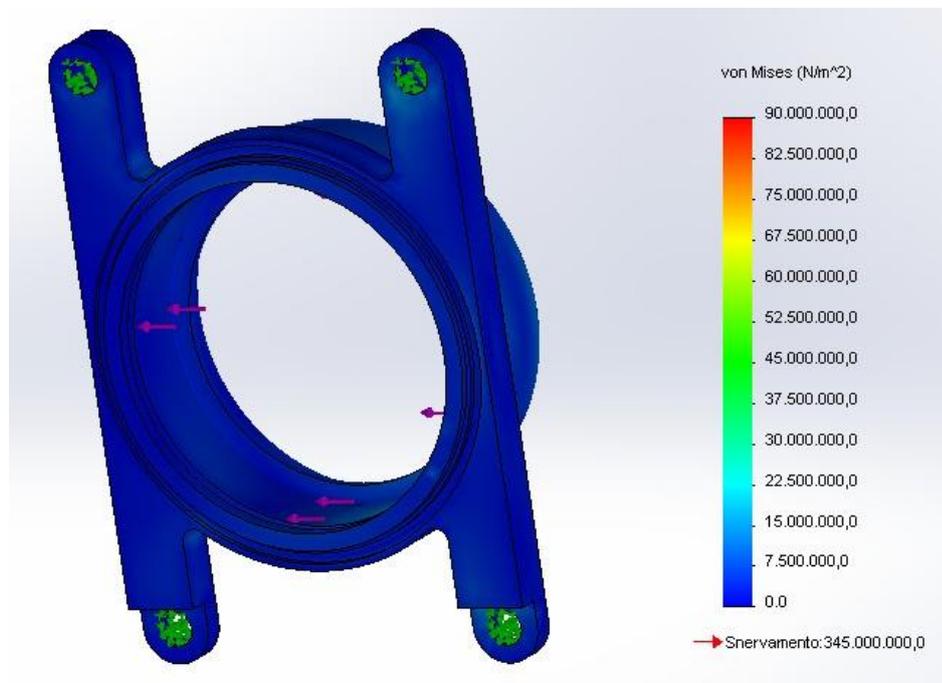
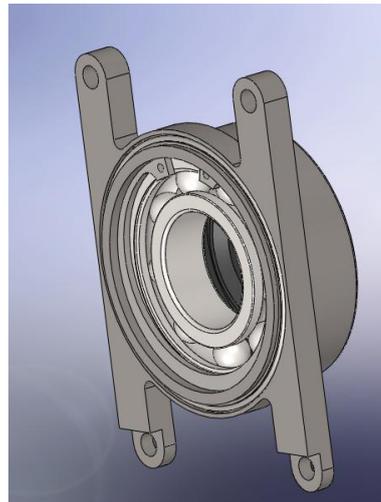
Diagramma CS -Ruota Elica

Il  $CS_{MIN} = 18.53$ , sempre nel medesimo foro, è simile a quello dell'albero elica con il quale deve essere ingranato e quindi è perfettamente realizzabile.

## 7.5 Studio bussole porta-cuscinetti

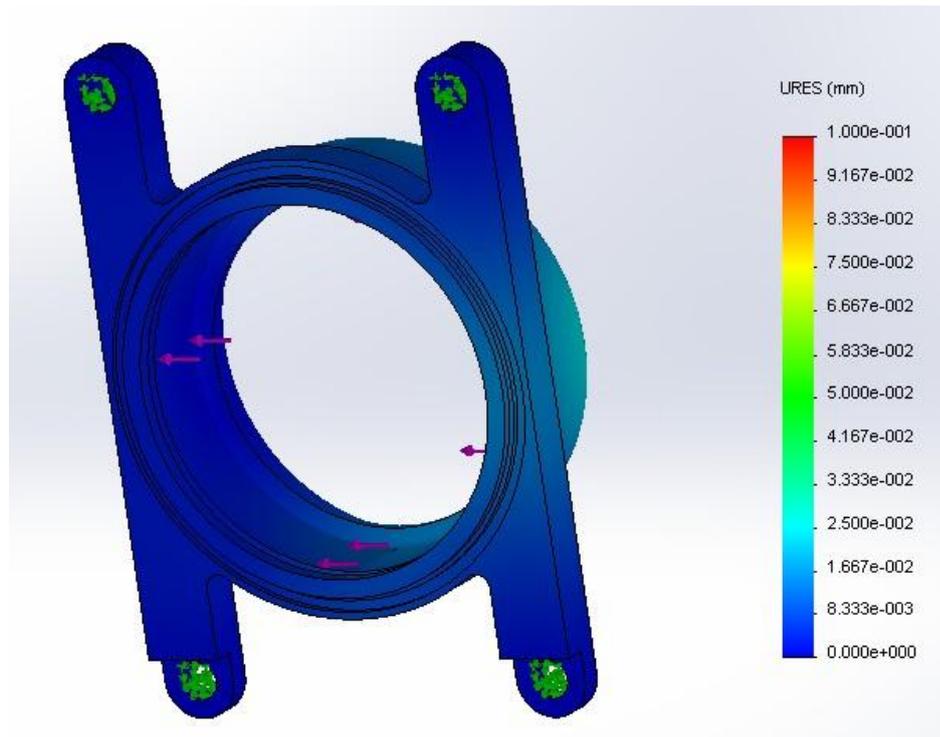
Le quattro apparecchiature adibite all'installazione dei cuscinetti, riguardo alla sollecitazione di  $Von Mises$  e per il valore del  $CS$ , sono anch'esse sovradimensionate per limitare il disallineamento, infatti gli spostamenti massimi delle parti sono minori di  $0.5\text{ mm}$  e sono adibiti a contrastare la variazione di interasse dei due alberi collegati ad esse.

- **Bussola completa per SKF 6208**



Sollecitazione di Von Mises – Bussola per SKF 6208

Valore della deformazione massima di *Von Mises* pari a  $31334222 \frac{N}{m^2}$



Spostamento – Bussola per SKF 6208

Spostamento di picco relativo alla zona di installazione del cuscinetto uguale a 0.032 (*URES in mm.*).

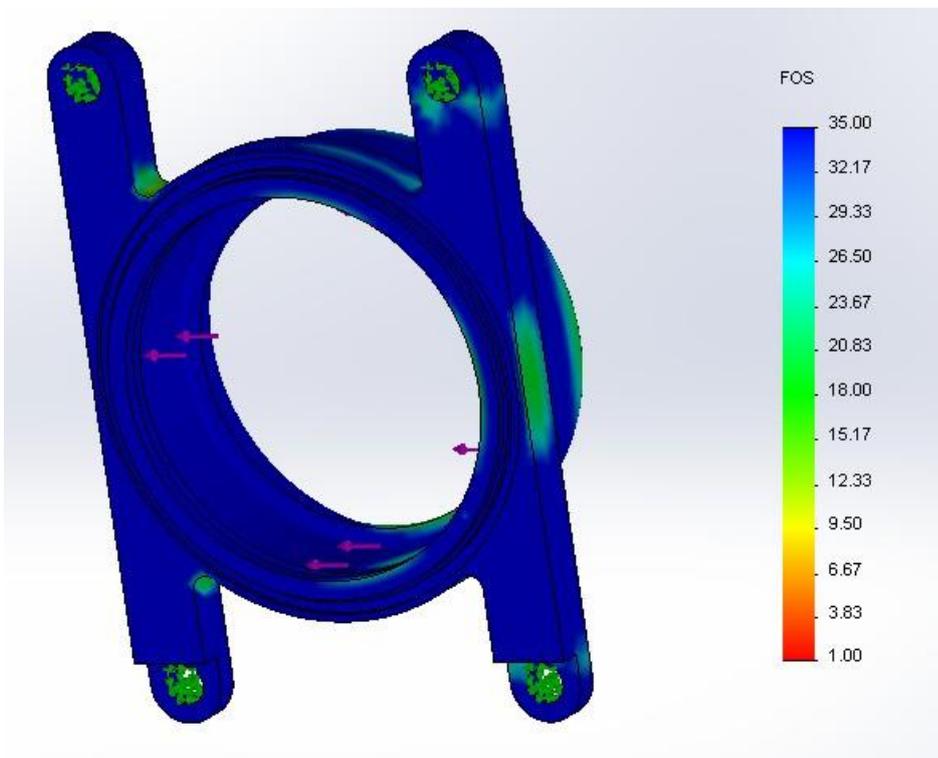
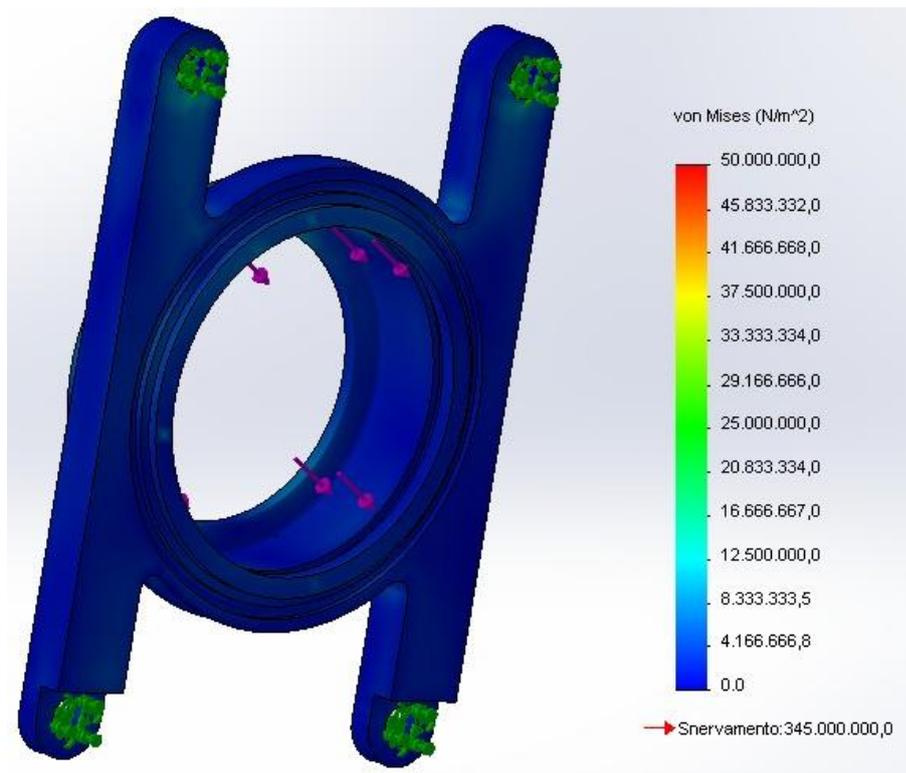
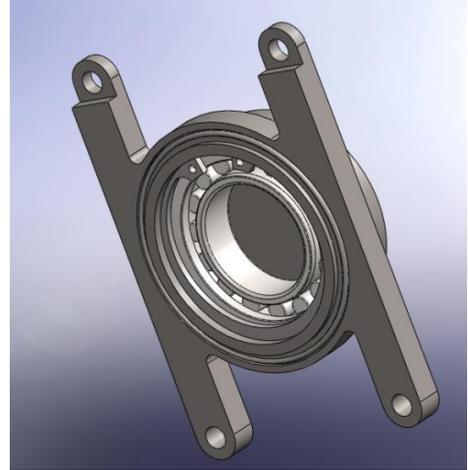


Diagramma CS - Bussola per SKF 6208

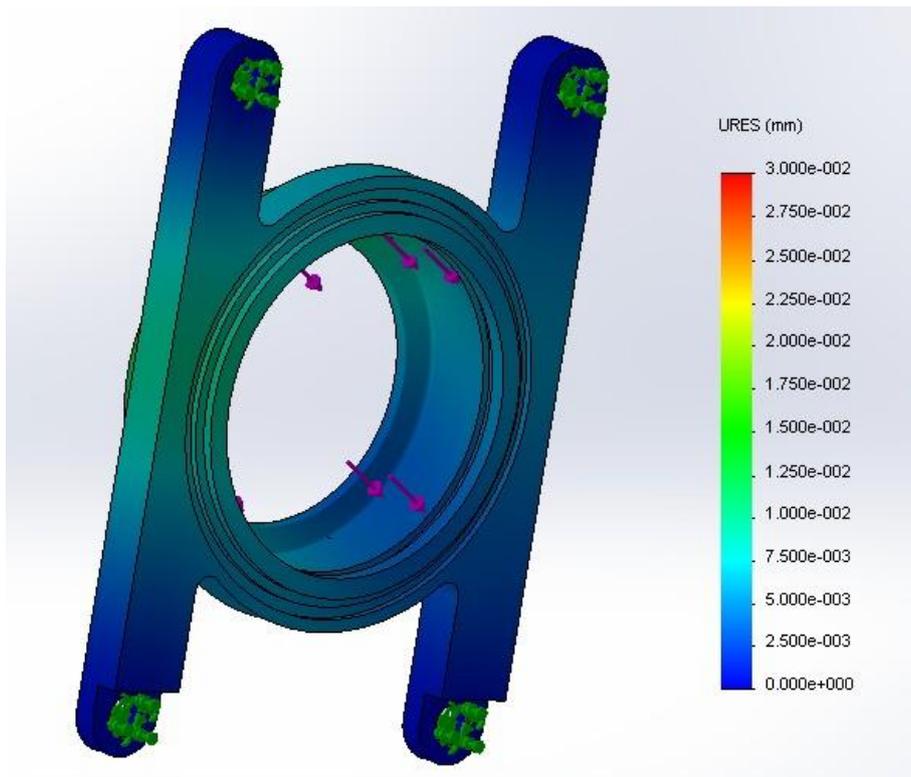
Il coefficiente minimo localizzato della suddetta bussola è  $CS_{MIN} = 9.73$ .

- **Bussola completa per SKF NU1008ML**



Sollecitazione di Von Mises – Bussola per SKF NU1008ML

Valore della deformazione massima di *Von Mises* pari a  $30908910 \frac{N}{m^2}$



Spostamento – Bussola per SKF NU1008ML

Spostamento di picco relativo alla zona di installazione del cuscinetto uguale a 0.019 (*URES in mm.*).

Tutti questi componenti presentano una deformazione massima (*Von Mises*) decisamente inferiore alla tensione di snervamento indicata nella parte inferiore della legenda nei diagrammi riferiti a questo tipo di sollecitazione. Questa considerazione è di importanza fondamentale perché indica la fattibilità del progetto con la relativa scelta dei materiali e delle dimensioni.

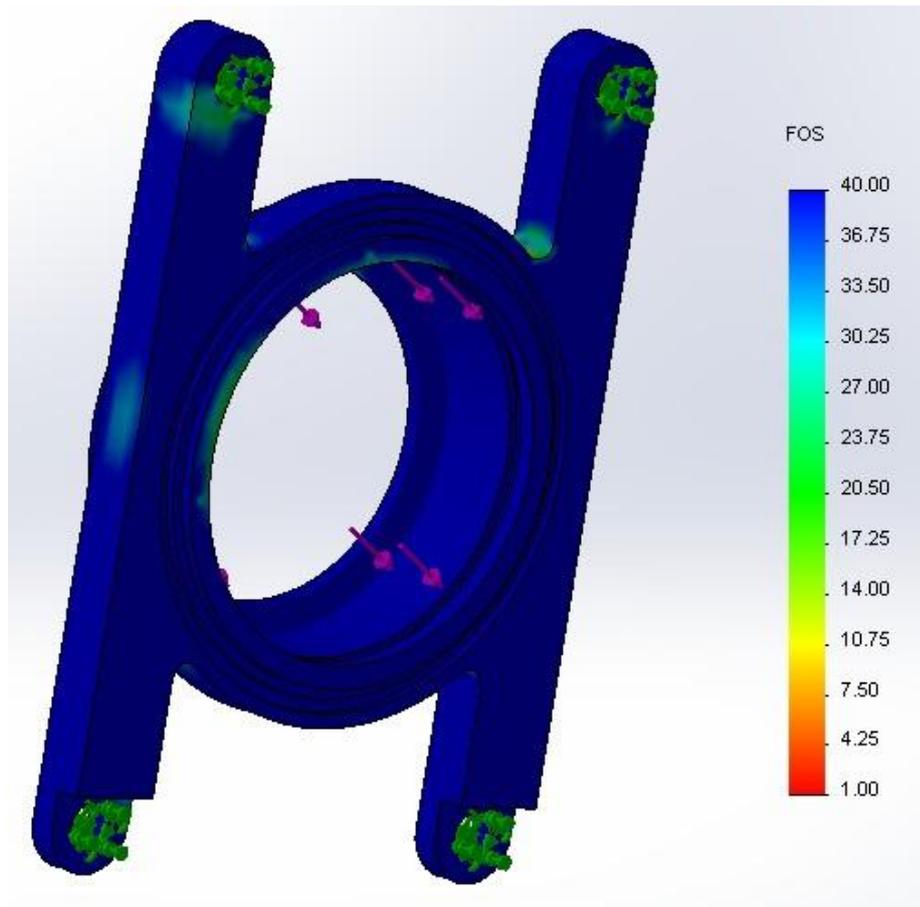
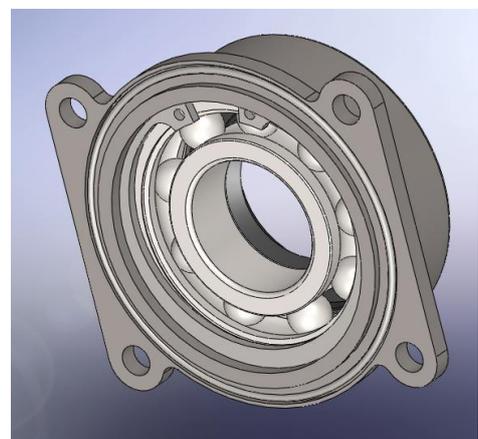
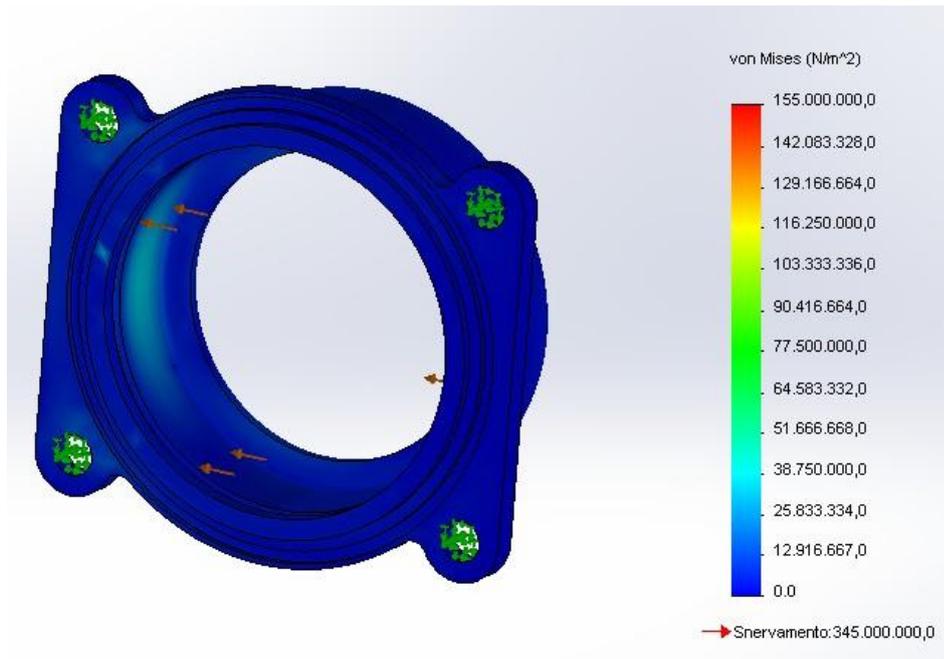


Diagramma CS - Bussola per SKF NU1008ML

Il coefficiente minimo localizzato della suddetta bussola è  $CS_{MIN} = 12.4$

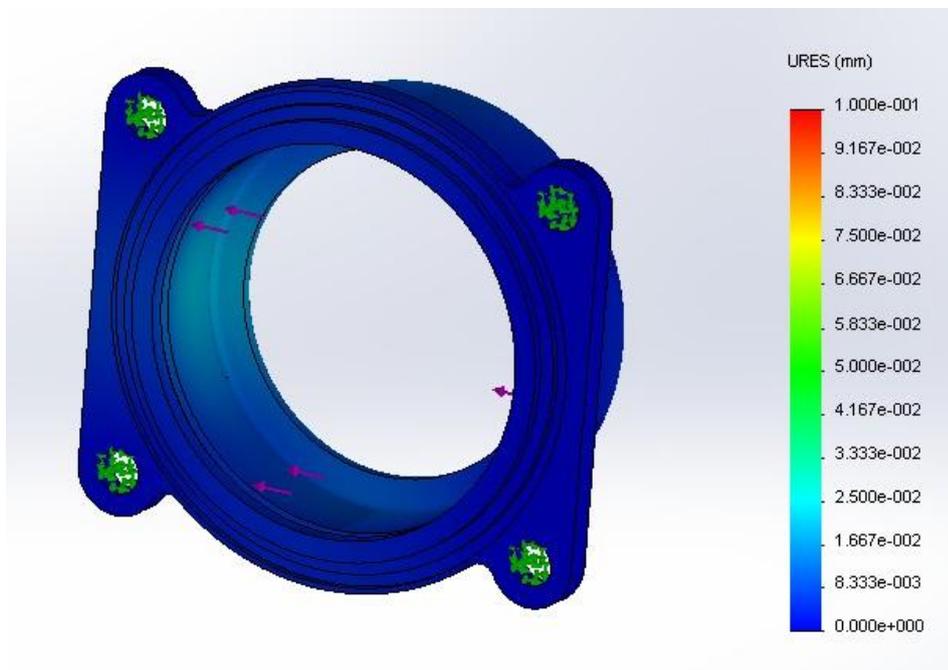
- **Bussola completa per SKF 6207**





Sollecitazione di Von Mises – Bussola per SKF 6207

Valore della deformazione massima di *Von Mises* pari a  $36333664 \frac{N}{m^2}$



Spostamento – Bussola per SKF 6207

Spostamento di picco relativo alla zona di installazione del cuscinetto uguale a 0.021 (*URES in mm.*).

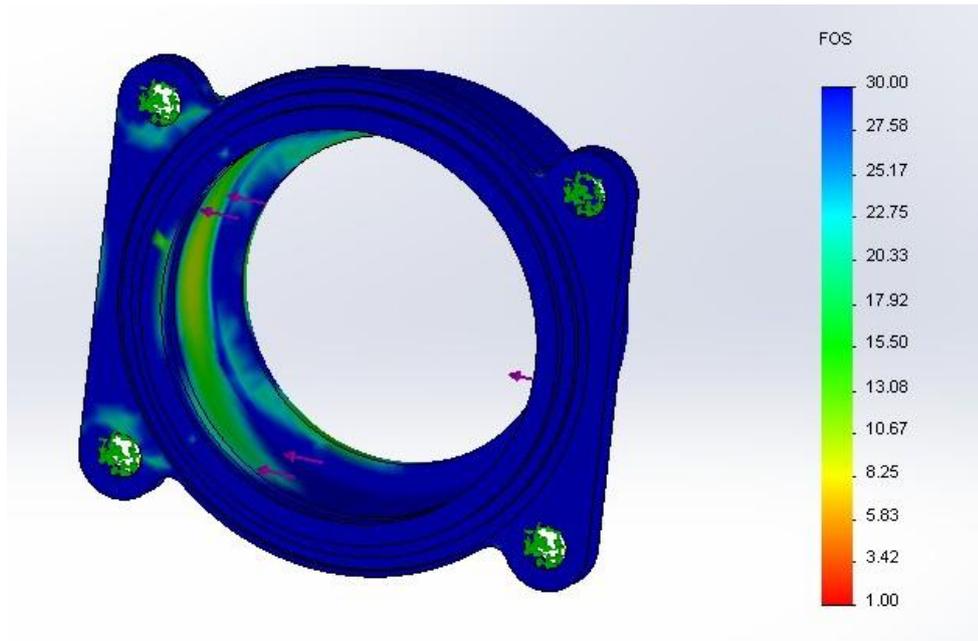
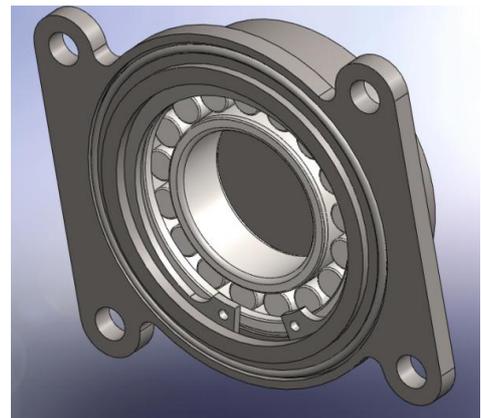
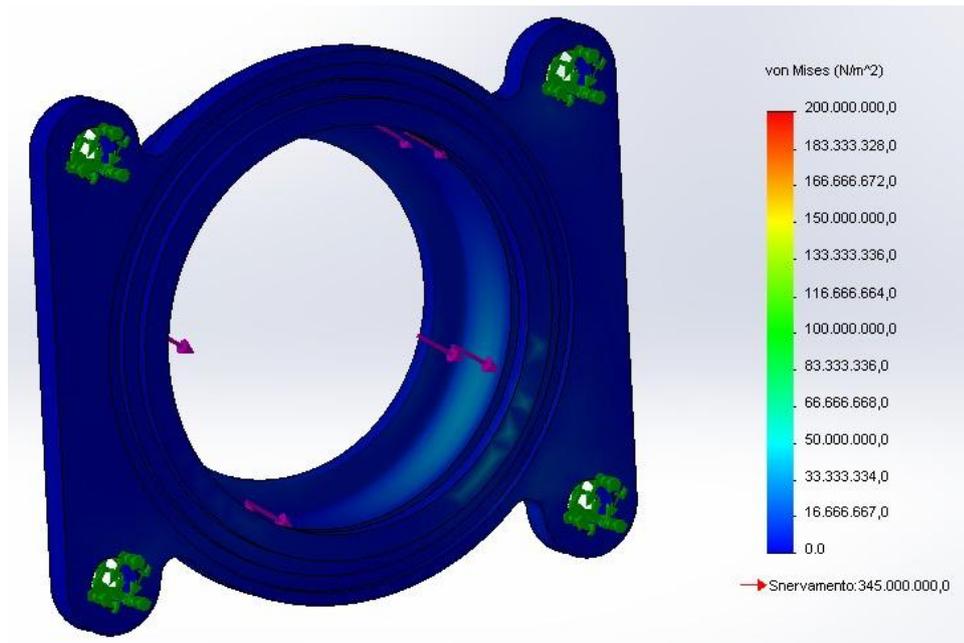


Diagramma CS - Bussola per SKF 6207

Il coefficiente minimo localizzato della suddetta bussola è  $CS_{MIN} = 9.48$

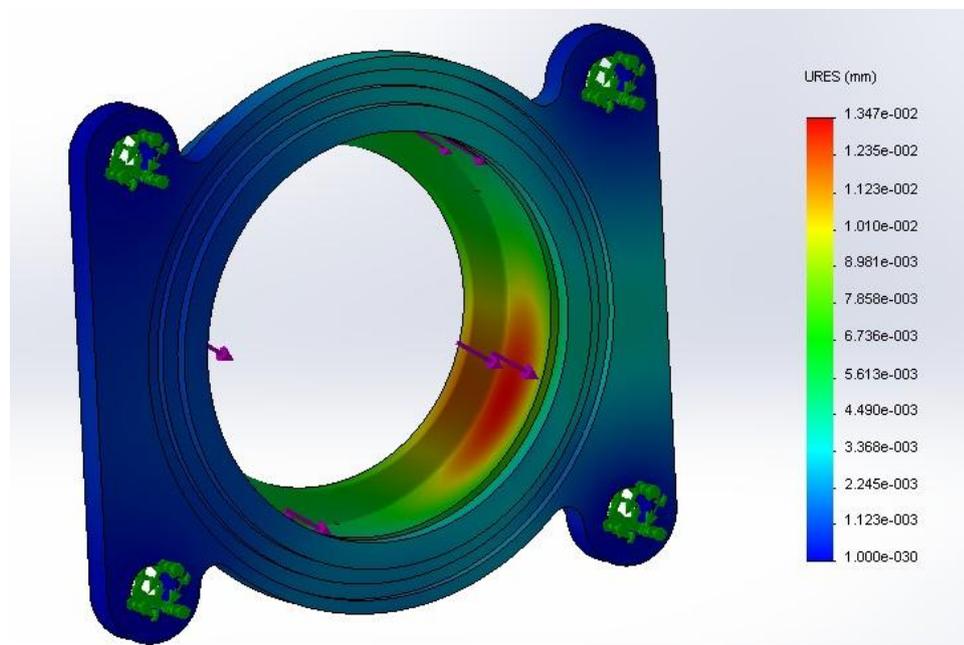
- **Bussola completa per SKF NU1007ECP**





Sollecitazione di Von Mises – Bussola per SKF NU1007ECP

Valore della deformazione massima di *Von Mises* pari a  $27851248 \frac{N}{m^2}$



Spostamento – Bussola per SKF NU1007ECP

Spostamento di picco relativo alla zona di installazione del cuscinetto uguale a 0.013 (*URES in mm.*).

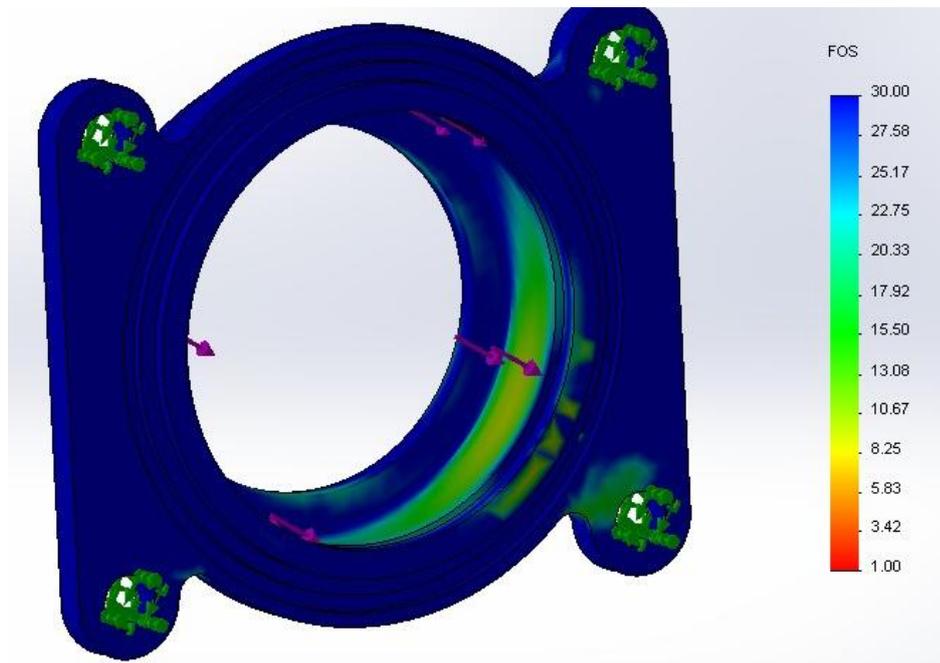
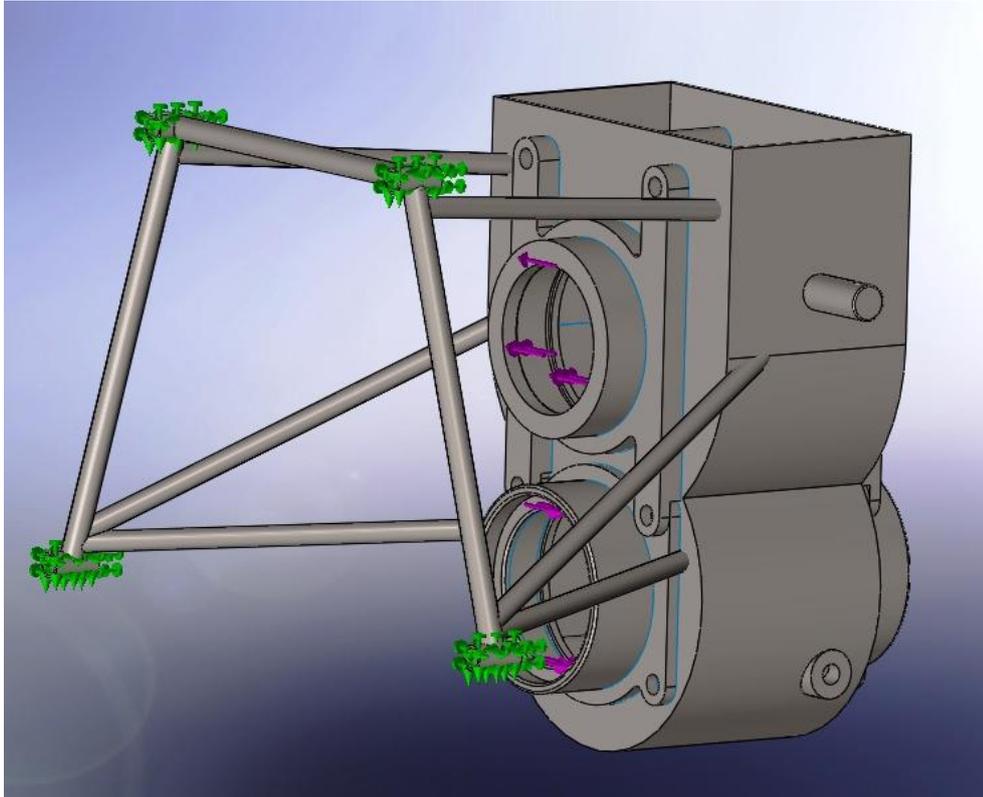


Diagramma CS - Bussola per SKF NU1007ECP

Il coefficiente minimo localizzato della suddetta bussola è  $CS_{MIN} = 9.35$

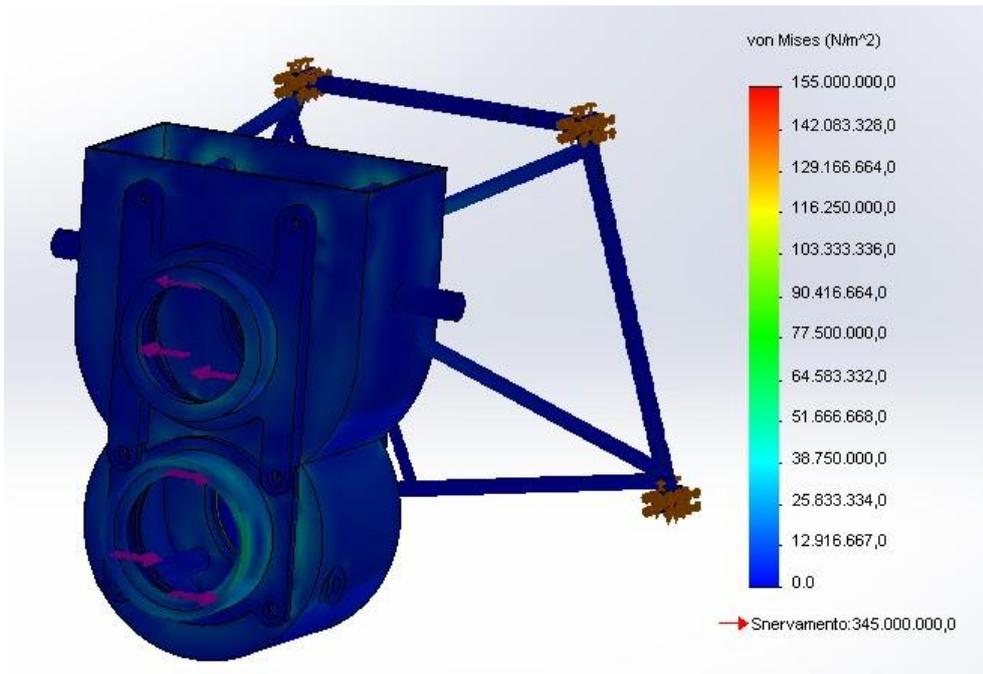
## 7.6 Carter – Verifica disallineamento

Per eseguire lo studio degli elementi finiti, occorre definire i vincoli. In tutti gli altri componenti eseguire lo studio è stato immediato dato che essi presentavano i fori di fissaggio per i bulloni. Invece per il carter abbiamo creato un telaio composto da tubolari cavi adibito all'installazione e fissaggio nel motore. Questa struttura la sfruttiamo anche per i tre studi fondamentali, vincolando le quattro sedi di fissaggio del telaio stesso al motore:



Carter con telaio vincolato

Presentiamo i risultati relativi allo studio mediante le tre note tipologie di grafici.



Sollecitazione di Von Mises – Carter

Le zone di massima deformazione, tensione o sforzo sono localizzate nelle sedi delle bussole e nelle bussole stesse relative all'albero inferiore: cioè all'albero elica. Infatti l'albero cedente è l'organo sottoposto alle massime tensioni e sollecitazioni. In queste zone è presente una deformazione massima di *Von Mises* uguale a  $50642852 \frac{N}{m^2}$ .

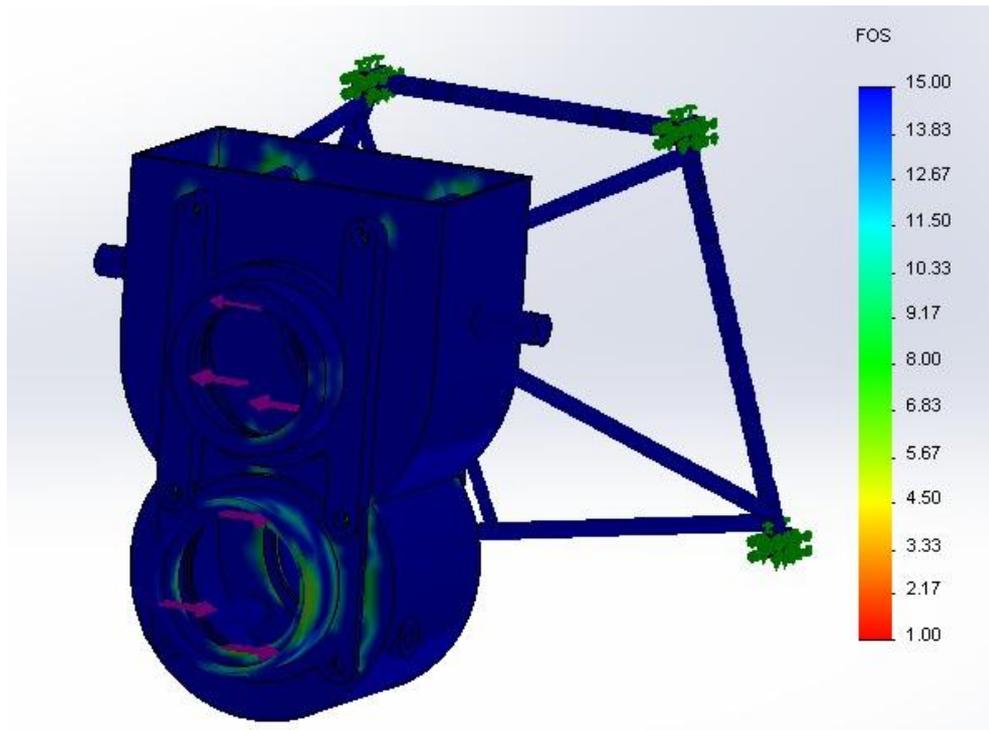
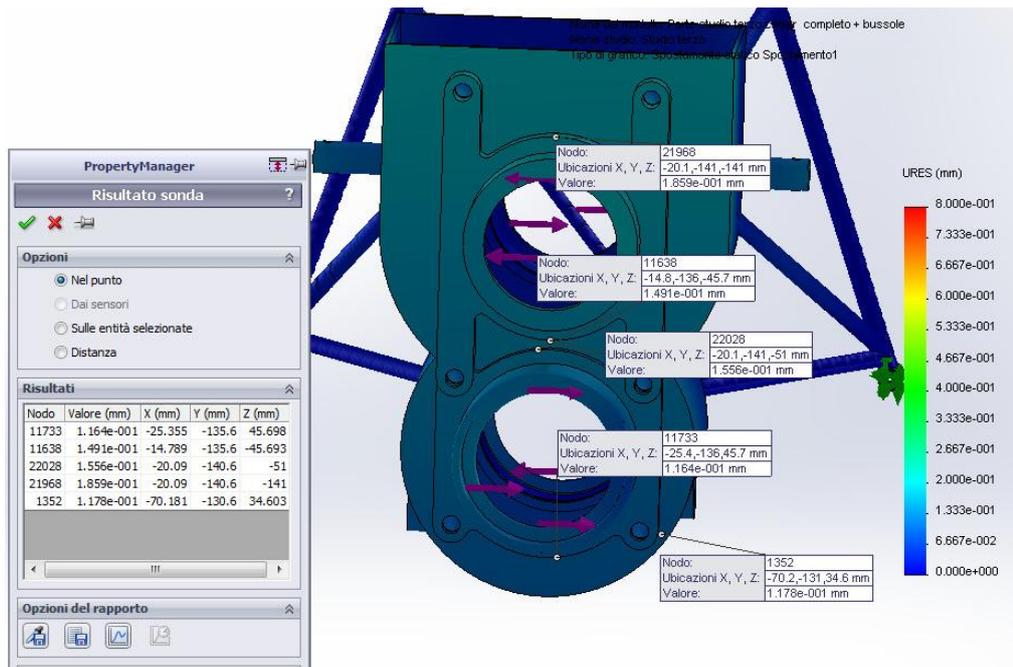


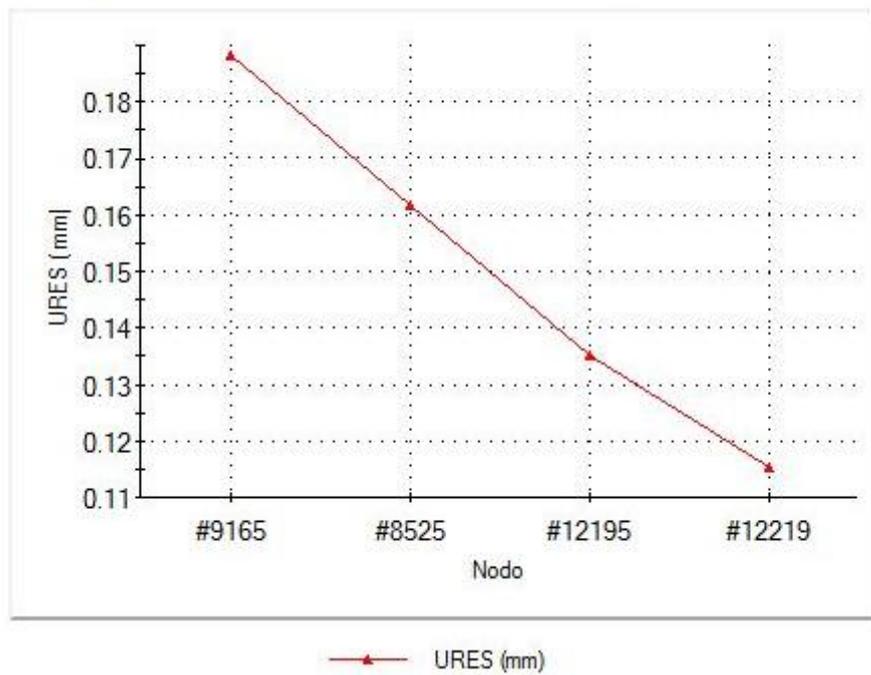
Diagramma CS – Carter

Le medesime zone hanno valori di coefficiente di sicurezza minimo  $CS_{MIN} = 5.19$ , valori che soddisfano gli obiettivi iniziali, cioè avere un  $CS_{MIN} > 5$ .



Spostamento – Carter

**Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento1**

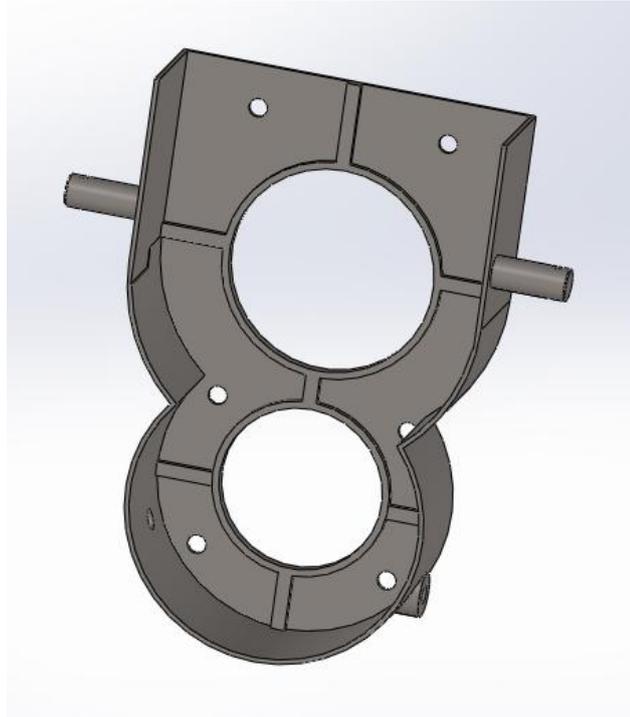


Sonda Grafico Spostamento – Carter

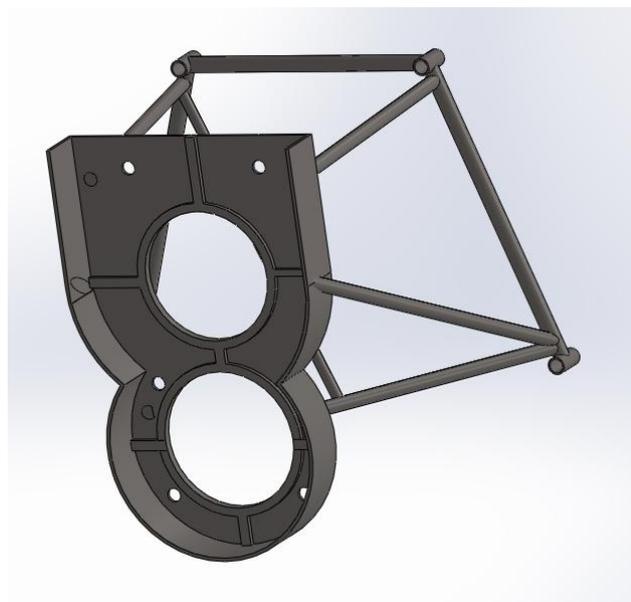
Nel grafico relativo al valore dello spostamento  $URES$ , prestiamo attenzione alle sedi delle bussole nel carter, per studiare la minimizzazione del disallineamento relativo all'interasse dei due alberi. Sondando tale schema, ricaviamo come valori  $URES \cong 0.186 \text{ mm}$ . Questi dati mostrano un disallineamento superiore a

0.1 mm, quindi l'obiettivo non è stato raggiunto (anche con corretti valori di *CS* e spostamento di *Von Mises*). Per ovviare a questo inconveniente, consideriamo la possibilità di inserire delle venature (larghe 3mm) interne al carter, localizzate nei fori per i due alberi.

Inoltre si è pensato di inserire venature sempre di 3 mm collegate in modo trasversale e longitudinale alle due sedi relative alla stessa faccia.

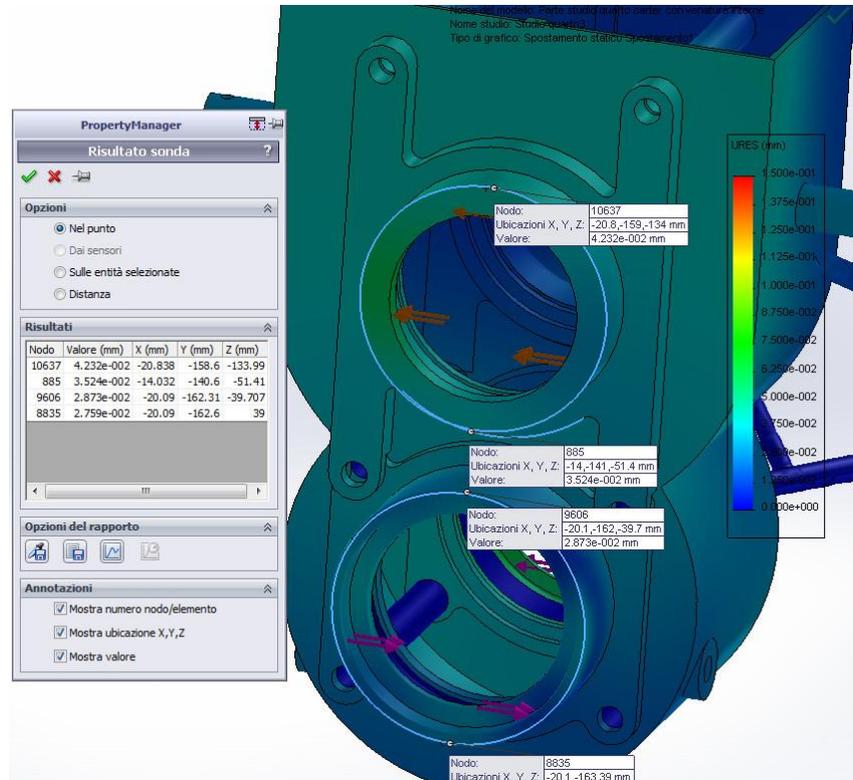


Sezione carter venature lato elica

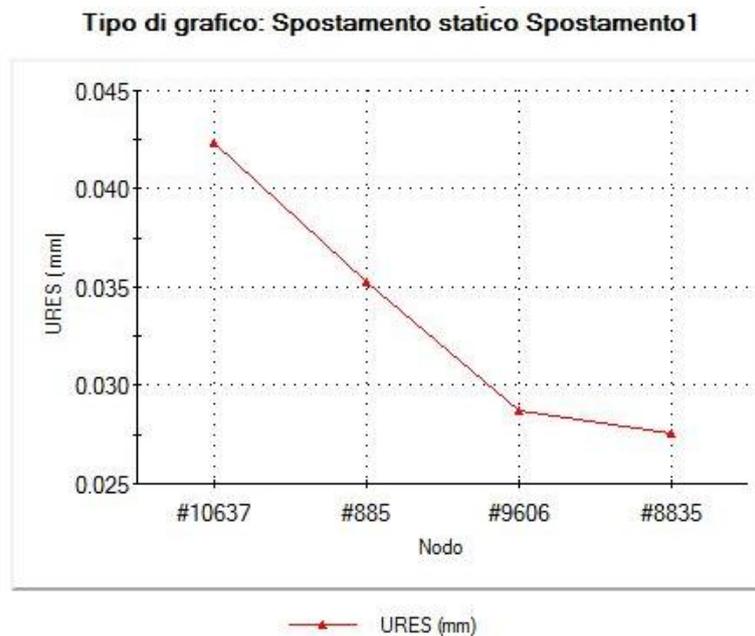


Sezione carter venature lato motore

Su tale configurazione del carter si esegue nuovamente lo studio sullo spostamento *URES* per verificare se il disallineamento della coppia di alberi è stato ridotto.



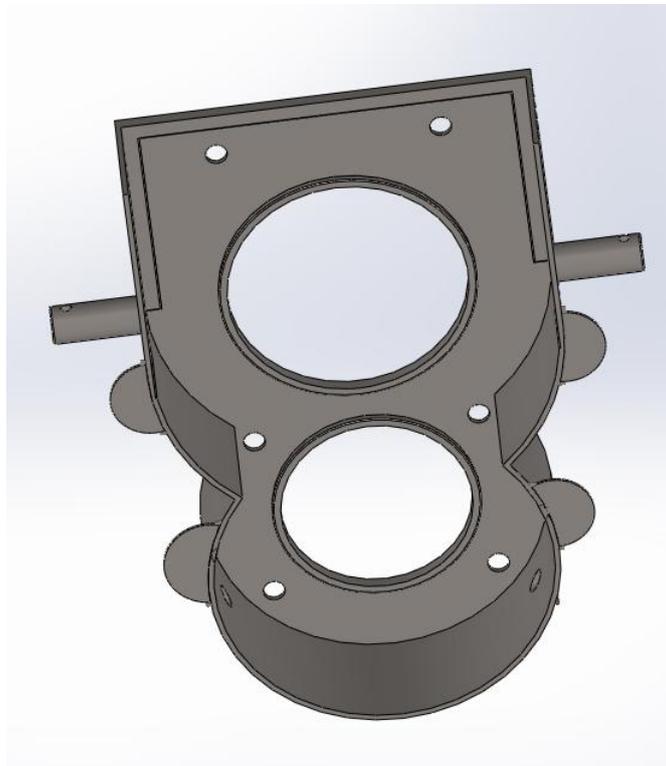
Spostamento – Carter con venature interne



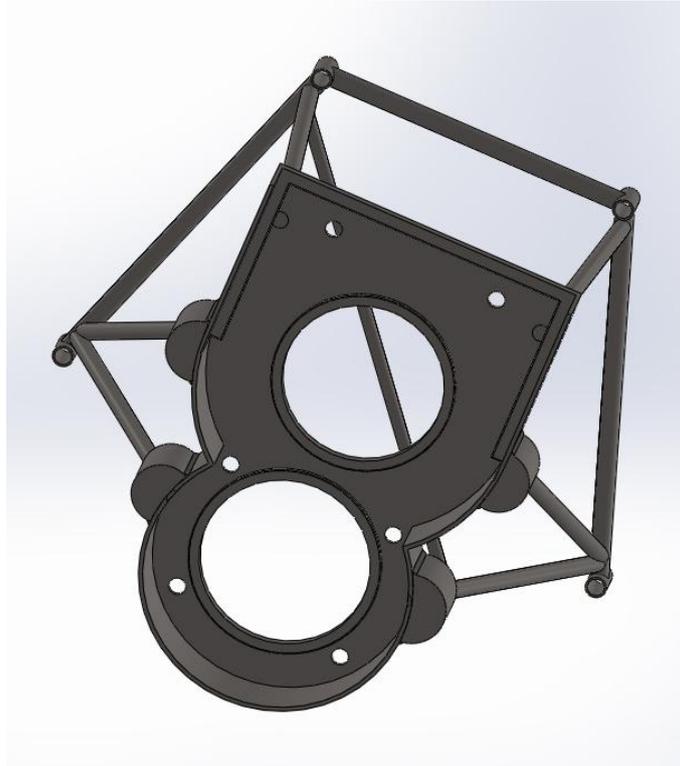
Sonda Grafico Spostamento – Carter con venature interne

Da questo risultato si nota che, tramite la sonda del grafico spostamento del carter modificato, il valore *URES* massimo è localizzato nelle zona di installazione delle bussole ed è pari a  $0.082\text{ mm}$ . Riguardo al disallineamento è un valore più che soddisfacente, però ci sono troppe venature quindi troppe lavorazioni da eseguire che implicano un innalzamento del prezzo di produzione.

Per queste considerazioni si valuta la possibilità di ridurre il numero di venature. Si inseriscono, nello studio successivo, solamente le venature circolari nei fori per l'inserimento dei due alberi e delle venature "angolari" dello stesso spessore da aggiungere alla parte superiore del carter.

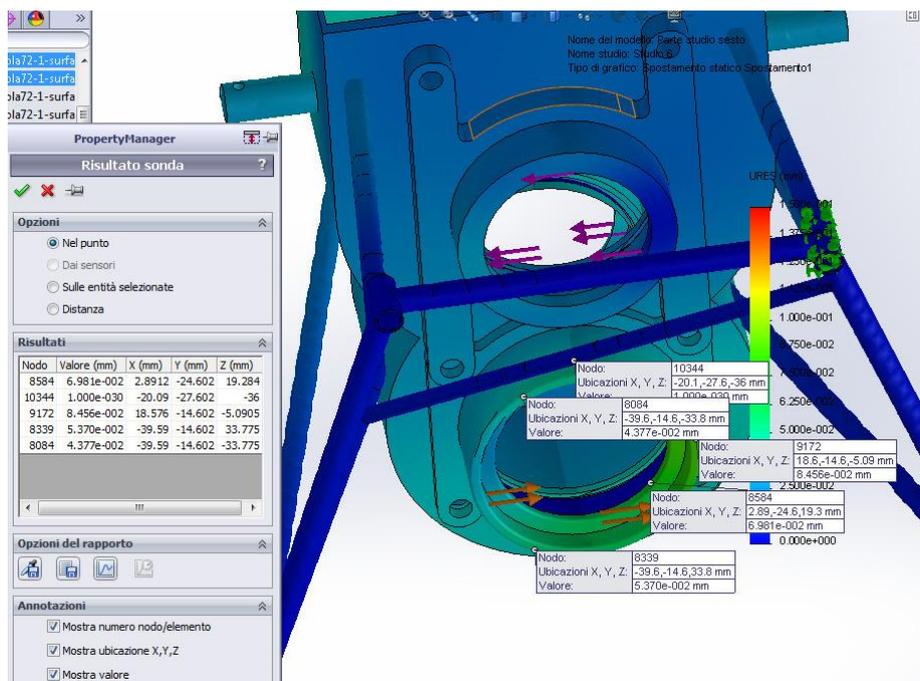


Sezione carter venature modificate lato elica



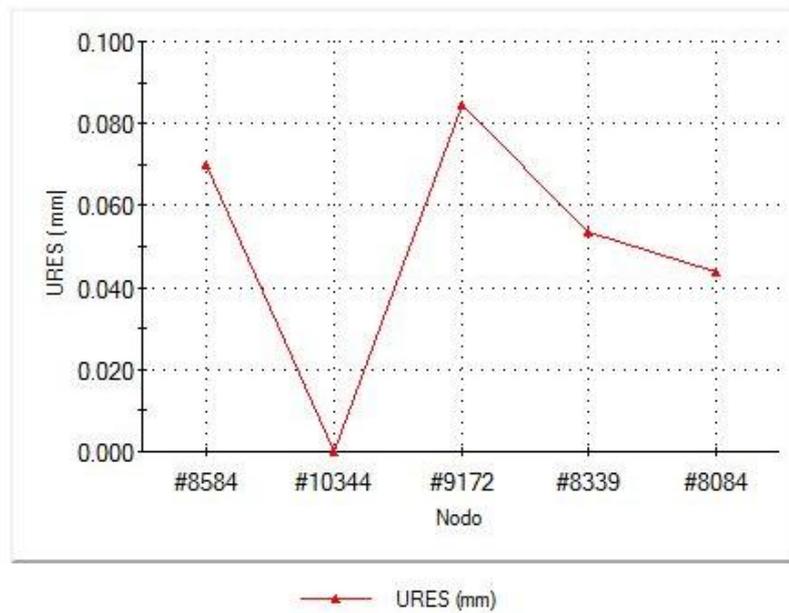
Sezione carter venature modificate lato motore

Come nello studio precedente, eseguiamo un ulteriore e definitivo studio relativo allo spostamento (*URES in mm*) riguardo la nuova variazione interna del carter.



Spostamento – Carter con venature interne modificate

Tipo di grafico: Spostamento statico Spostamento 1



Sonda Grafico Spostamento – Carter con venature interne modificate

I risultati ottenuti dalla sonda in questo studio presentano un disallineamento massimo dell'interasse pari a  $\cong 0.085 \text{ mm}$ . Il set-up del carter adottato è reputato più che soddisfacente dato il numero ridotto di venature e la facilità per crearle, inoltre il valore è un picco localizzato solamente in un punto e mediamente nelle aree interessate al disallineamento degli alberi il valore *URES* varia da  $0.05 \text{ mm}$  a  $0.01 \text{ mm}$ . Ricordiamo che per avere un disallineamento inferiore al limite, tutta la componentistica del riduttore è stata sovradimensionata anche riguardo agli sforzi di *Von Mises* e al *CS*.

# CONCLUSIONI

Con lo studio relativo alla progettazione del riduttore si sono raggiunti tutti gli obiettivi posti in partenza. Il punto fondamentale è stato la creazione di apparecchiature con la minor massa e volume possibili poiché devono essere adibite per usi aeronautici. Siamo partiti utilizzando un rotismo ad un solo ingranamento a denti dritti perché con questa dentatura non sono presenti sforzi assiali e possiamo utilizzare cuscinetti a sfera o comunque molto più leggeri di quanto sarebbero in presenza di questi tipi di sforzi.

Successivamente si sono calcolati i valori riguardo la potenza trasmessa, le velocità angolari degli alberi e i valori delle forze tangenziali e radiali presenti. Di conseguenza tramite l'utilizzo del software Solid Edge 1.8 e della libreria *Handbook* inserendo tali dati sono state create le ruote relative all'ingranamento.

In secondo luogo abbiamo calcolato le reazioni vincolari legate agli sforzi degli alberi applicati alle ruote dentate nei due piani  $X - Y$  e  $X - Z$ , esplicitando di seguito i valori dei diametri minimi degli alberi.

Tramite l'utilizzo dei manuali SKF e dei valori sopracitati abbiamo dimensionato i cuscinetti presenti nel riduttore. Vagliando tutte le possibilità sono state studiate due configurazioni possibili per ogni albero:

## **-Albero Movente:**

- un cuscinetto a sfere ed uno a rulli
- due cuscinetti a sfere, poiché non sono presenti sforzi assiali

## **-Albero Cedente:**

- un cuscinetto a sfere ed uno a rulli
- un cuscinetto a sfere quattro contatti ed uno a rulli

Per ragioni legate alla massa dei componenti si è deciso di utilizzare per tutti e due gli alberi la configurazione con un cuscinetto ad una corona di sfere associato ad un cuscinetto ad una corona a rulli perché quest'ultimo risulta di gran lunga più leggero.

Tramite questi valori abbiamo incominciato la vera e propria creazione della componentistica tramite l'ausilio del software Solid Works 2012 creando l'albero-

-movente in un unico pezzo con la ruota dentata per ragioni di massa e resistenza del materiale; mentre l'albero cedente è stato realizzato in una parte separata rispetto alla ruota dentata con cui successivamente si andrà ad ingranare tramite profilo scanalato e fissato con seeger. Non è stato possibile creare anche l'albero elica in un'unica parte con la ruota dentata per ovvie ragioni riguardanti l'installazione e il montaggio del riduttore stesso.

Un obiettivo richiesto era quello di creare il carter tramite saldature di lamiere in titanio grado 2 longitudinalmente (SS) in un unico pezzo, di conseguenza oltre alla creazione di questo componente abbiamo deciso di progettare delle bussole porta-cuscinetti adibite all'installazione e applicazione negli alberi dei cuscinetti SKF in precedenza dimensionati.

Come studio conclusivo si è passati allo studio *FEA* degli elementi finiti sempre tramite l'ausilio dell'applicazione Simulation di Solid Works 2012. Per impostare i vincoli nel carter si è dovuto prima creare un telaio composto da tubolari che è stato fissato al motore, per poi eseguire la simulazione vincolando i quattro fori relativi al fissaggio telaio-motore.

Studiando i risultati legati allo spostamento *URES* del carter nelle aree relative ai fori per l'inserimento degli alberi si è notato un disallineamento massimo superiore all'obiettivo prefissato, che imponeva un disallineamento dell'interasse degli alberi minore di  $0.1mm$ . Quindi come ultima progettazione si sono create venature interne al carter per minimizzare questo parametro. Nell'ultimo studio, è stato ridotto il numero di venature facilitando la loro creazione tramite l'utilizzo di una venatura "angolare" situata nella parte superiore del carter.

I risultati ottenuti dalla progettazione sono stati più che soddisfacenti in particolar modo riguardo il disallineamento fra gli alberi del riduttore minimizzato. Inoltre dalla simulazione si conclude che i risultati riguardanti le sollecitazioni ed i coefficienti di sicurezza sono al di sopra degli obiettivi richiesti.

Si potrebbe, tuttavia studiare un successivo sviluppo del riduttore per diminuirne ulteriormente la massa.

# BIBLIOGRAFIA

**G. MANFÉ – R. POZZA – G. SCARATO**

*Disegno Meccanico: secondo volume, quarta edizione*

Principato, 1993, Milano

**G. MANFÉ – R. POZZA – G. SCARATO**

*Disegno Meccanico: terzo volume, quarta edizione*

Principato, 1993, Milano

**E. FUNAIOLI – A. MAGGIORE – U. MENEGHETTI**

*Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, prima parte, Fondamenti di Meccanica delle Macchine,*

Pàtron Editore, Bologna, 2005.

**ANGELO RAFFAELE BIBBO**

*L'elica aeronautica*

Ibn editore, Roma

**G. RUGGERI P. RIGHETTINI**

*Ruote dentate*

McGraw-Hill, 2003, Milano

**PROF. VINCENZO DAL RE**

*Lezioni del corso di Comportamento Meccanico dei Materiali.*

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI FIRENZE –**

**LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA**

*Corso Fondamenti di Meccanica Applicata*

**SKF**

*Quaderni di formazione: I cuscinetti volventi*

Stamperia Artistica Nazionale, 2005, Torino

**C.MALAVASI**

*Vademecum per l'ingegnere costruttore meccanico,*

Hoepli, 11<sup>a</sup> edizione, 1958, Milano

**SKF**

*Catalogo interattivo Cuscinetti e Tenute, [www.skf.com](http://www.skf.com)*

**COLDER PRODUCTS COMPANY**

*Catalogue Quick Couplings & Fittings for Plastic Tubing, [www.colder.com](http://www.colder.com)*

**LUIGI BALDASSINI**

*Vademecum per disegnatori e tecnici,*

edizione aggiornata a cura di L. Fiorineschi, F.S. Frillici, F. Piccioli,

Hoepli, 2012, Milano

**ROTAX**

*Installation Manual- For Rotax engine type 912 series*

## **SIXTEN**

*Sistemi per tenuta, catalogo O-Ring anelli di tenuta*

Dimensioni, norme: AS 568, BS1806, BS4518, ISO3601/01, DIN3771

## **UNBRAKO**

*Engineering Guide, Socket Products*

Deepak Fasteners (Shannon), Shannon Estate County Clare, Ireland