

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI
BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA MECCANICA**

SEDE DI FORLÌ

TESI DI LAUREA

In

Disegno tecnico assistito dal calcolatore

STUDIO DI MASSIMA DI UN RIDUTTORE AERONAUTICO

CANDIDATO
Silvano Ranieri

RELATORE
Prof. Ing. Piancastelli Luca

Anno Accademico 2013/2014

Sessione II

INDICE

6	CAPITOLO 1 Introduzione
6	Obiettivo dello studio
6	Dati principali di progetto
7	Sviluppo dell'elaborato
9	CAPITOLO 2 norme generali sulla progettazione
9	Normative aeronautiche
14	Certificazione del riduttore
16	CAPITOLO 3 caratteristiche dell'aereo e del motore termico
16	Sintesi dello studio relativo al motore FIAT 1300 jtd
18	Dati tecnici del Fiat 1300 jtd
20	L'aereo
23	Il riduttore utilizzato nel progetto di partenza
25	CAPITOLO 4 studio precedente per garantire l'installazione del motore elettrico
25	Scopo dello studio
25	Parametri di progetto
27	Progetto presentato nello studio precedente
27	Layout del progetto
36	Analisi della trasmissione
37	Pregi del progetto
38	Difetti del progetto
39	Modifica del riduttore
41	CAPITOLO 5 prime soluzioni
41	Riduttore epicicloidale
42	Soluzioni elaborate
43	Prima soluzione
47	Seconda soluzione
50	Ulteriori soluzioni

52	Tipo di riduttore epicicloidale
59	CAPITOLO 6 carter unico
59	Nuovo progetto
60	Soluzioni possibili
61	Layout ricercato
62	CAPITOLO 7 prima soluzione
62	Riduttore a due stadi di riduzione
63	Layout
67	Trasmissione a cinghia
68	Tipo di riduttore epicicloidale
75	Riduttore in uscita dal motore termico
77	Trasmissione tra riduttore epicicloidale e albero elica
79	Carter
82	Analisi dei carichi
91	Simulazioni
97	Verifiche degli alberi
97	Pregi e difetti
99	CAPITOLO 8 soluzione finale
99	Riduttore a uno stadio di riduzione
100	Layout
103	Trasmissione a cinghia
104	Tipo di riduttore epicicloidale
112	Riduttore in uscita dal motore termico
114	Trasmissione tra riduttore epicicloidale e albero elica
116	Carter
119	Analisi dei carichi
120	Simulazioni
126	Verifiche sugli alberi

126	Pregi e difetti
127	CAPITOLO 9 gli ingranaggi
127	Premessa
127	Tipologia di cedimento delle ruote dentate
132	La normativa UNI 8862 e ISO 6336
134	Formule fondamentali
137	CAPITOLO 10 gli alberi
137	Premessa
138	Materiale impiegato per gli alberi
142	Dimensionamento degli alberi
144	Norme per il proporzionamento
146	Verifica di un albero
149	CAPITOLO 11 il carter
149	Cenni sulla soluzione iniziale
150	Nuova configurazione
153	Materiale spessore e processo di fabbricazione
156	CAPITOLO 12 il materiale del carter
156	Il magnesio
157	Vantaggi del magnesio
158	Leghe di magnesio
160	Il processo fusorio
163	CAPITOLO 13 analisi strutturale del carter attraverso il metodo agli elementi finiti
163	Introduzione del modello
164	Analisi dei carichi
168	Caratteristiche dei carichi
169	Risultati delle analisi
179	CAPITOLO 14 risultato finale e conclusioni
179	Complessivo finale

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

1,1 obiettivo dello studio

Con questo elaborato ci si prefigge l'obiettivo di studiare la realizzazione di un riduttore che colleghi un motore elettrico in parallelo ad un motore automobilistico a ciclo Diesel su un aereo ultraleggero.

La scelta del motore elettrico e la sua installazione accanto al motore termico è stata richiesta dal proprietario dell'aereo, pertanto per poterne sfruttare la potenza contemporaneamente, è necessaria l'installazione di un riduttore.

La fattibilità di questa operazione è già stata studiata in un elaborato precedente pertanto lo scopo principale di questo elaborato è quello di migliorare il progetto esistente sotto diversi aspetti quali la compattezza, l'affidabilità, il peso.

1,2 dati principali di progetto

L'aereo è un modello Enjoy, cioè un aereo ultraleggero biplano in grado di trasportare uno o due passeggeri. L'elica dell'aereo deve ruotare ad una velocità di circa 2500 rpm.

Il motore elettrico scelto dal richiedente ha una potenza nominale di 50 KW e velocità nominale di rotazione di 60000 rpm.

Il motore termico, scelto in uno studio precedente, è il FIAT 1300 jtd che, come detto, è un motore a ciclo Diesel sovralimentato mediante turbocompressore e che sfrutta un sistema di iniezione del gasolio di tipo Common Rail controllato

elettronicamente. Il sistema è noto col nome di Multijet e ha la caratteristica di compiere più iniezioni per ciclo oltre alle due canoniche di un Common Rail (iniezione pilota seguita da iniezione effettiva) controllate e tarate di volta in volta dalla centralina del motore. Questo sistema ha permesso di raggiungere discreti livelli di potenza nell'uso automobilistico abbattendo i consumi. L'abbattimento dei consumi è uno dei tanti elementi che hanno portato alla decisione di tentare questa installazione, poiché meno carburante imbarcato implica meno peso.

Il motore ha una potenza nominale di 102 KW e velocità nominale di rotazione di 6000 rpm.

1,3 sviluppo dell'elaborato

Il lavoro è cominciato con la presa visione di materiale raccolto in elaborati precedenti a questo, dove si sono trovati disegni tridimensionali dei principali componenti del motore e del primo progetto del riduttore.

Il tutto è stato modellato al CAD per studiare gli ingombri e infine è stato modellato il riduttore necessario al funzionamento in sincronia dei due motori e tutti gli elementi necessari al funzionamento dell'aereo.

Solo al termine è stato realizzato un modello agli elementi finiti del carter del riduttore per studiare la resistenza alle sollecitazioni. Il tutto è stato fatto tenendo sempre conto della necessità di abbattere il peso nonché di utilizzare strutture il più possibile semplici e compatte, in modo da renderle più sicure e meno costose.

Per realizzare questo elaborato si è fatto uso di due software in particolare per la realizzazione dei modelli tridimensionali:

- Solid Edge v18
- Solid Works 2014 x64 Edition

Infine si è utilizzata la funzione Solid Works Xpress Simulation di Solid Works per le verifiche agli elementi finiti.

CAPITOLO 2

NORME GENERALI SULLA PROGETTAZIONE

2,1 considerazioni generali sulla progettazione aeronautica

La progettazione aeronautica si differenzia profondamente dalla progettazione automobilistica. La fase progettuale di qualsiasi componente aeronautico è finalizzata al conseguimento di pochi ma fondamentali obiettivi. Per ovvi motivi di sicurezza, il requisito principale da perseguire è l'affidabilità dei componenti, e di conseguenza la loro durata, ovvero il tempo di vita del pezzo durante il quale viene mantenuta l'affidabilità desiderata.

Sono previste dalla normativa aeronautica diverse prove di affidabilità che devono essere sostenute per ottenere la certificazione.

Mediamente i propulsori aeronautici sono "garantiti" per circa 2000 ore, oltre le quali diventa necessaria una revisione; il cosiddetto T.B.O. (time between overhaul) varia in funzione delle condizioni d'uso e della percentuale di funzionamento continuo a regime.

Procedendo in ordine di importanza nella progettazione aeronautica si deve tenere in considerazione il peso dei componenti, in quanto influisce sulle prestazioni dell'intero velivolo, sia in termini di potenza, che in termini di carico. Il sistema di propulsione costituisce una parte considerevole del peso totale dell'aeromobile, quindi si può immaginare facilmente come fino a oggi si sia preferito motorizzare soprattutto i velivoli da turismo, con motori alternativi ad accensione comandata anziché motori alternativi ad accensione spontanea,

sicuramente più pesanti strutturalmente dei precedenti.

Si cerca di realizzare strutture compatte e semplici, costituite da pochi componenti in modo da avere meno possibilità di danneggiarsi rispetto a strutture complesse e quindi maggiormente delicate. Si preferiscono componenti con profili arrotondati o comunque aerodinamici nel limite del possibile. Ovviamente una progettazione di questo tipo non può tenere in considerazione, se non in un secondo luogo, l'aspetto economico del problema, in quanto la ricerca della più alta affidabilità e qualità è inversamente proporzionale all'economia di progetto. La possibilità di poter effettuare tutte le scelte tecniche in base a fattori puramente tecnologici e non economici, è molto stimolante e tende a portare la progettazione aeronautica tra le più avanzate scientificamente, ovviamente dopo la progettazione e la ricerca aerospaziale. Nel caso particolare del riduttore si deve anche fare in modo che il componente sia di facile montaggio e smontaggio, in quanto le parti a uso aeronautico sono sovente oggetto di controlli e revisioni e quindi in fase progettuale è opportuno predisporre i componenti in modo che siano di facile accesso durante i controlli tecnici.

2,2 Normative aeronautiche

La joint aviation authorities

Ogni componente ad uso aeronautico, quindi anche il riduttore oggetto dei nostri studi, deve essere progettato in modo tale da poter ottenere la certificazione secondo le normative della JAA.

La JAA (Joint Aviation Authorities) è un corpo associato della ECAC (European Civil Aviation Conference) e rappresenta le autorità che regolano l'aviazione civile di un numero di stati Europei che hanno deciso di cooperare nello sviluppo ed implementazione di standard e procedure comuni per la regolazione della sicurezza. Si è raggiunta questa cooperazione per fornire degli alti e solidi standard di sicurezza ed un buon livello di base per la concorrenza in Europa. Si fa, inoltre, una forte enfasi sull'armonizzazione delle regole della JAA con quelle concepite negli Stati Uniti.

L'appartenenza alla JAA si basa nel sottoscrivere il compendio di norme noto come "Accordi JAA", originalmente creato e firmato dagli stati membri a Cipro nel 1990.

Obiettivi

Si possono così riassumere:

- Sicurezza di Navigazione Aerea
- Assicurare che, attraverso la cooperazione, I membri JAA raggiungano un alto e solido livello di sicurezza nella navigazione aerea.
- Transizione da JAA a EASA: Assicurare il più alto livello possibile di contribuzione alla Unione Europea nello stabilire un'Agenzia Europea di Sicurezza di navigazione Aerea (European Aviation Safety Agency, EASA), che dovrebbe assorbire tutte le funzioni ed attività della JAA il prima possibile, e dovrebbe assicurare la partecipazione completa degli stati non europei alla JAA.
- Effettività Economica: Raggiungere un sistema di sicurezza economicamente effettivo, in modo da contribuire alla crescita di un'industria aeronautica civile più efficiente.
- Consolidare degli Standard Comuni: Contribuire al raggiungimento di condizioni di parità nella concorrenza fra gli stati membri, attraverso l'applicazione di standard comuni e la revisione periodica della situazione regolamentare attuale.
- Miglioramento della Sicurezza della Navigazione Aerea Mondiale: Cooperare con altre organizzazioni regionali od autorità nazionali degli stati che stanno giocando un ruolo importante nell'aviazione civile, per ottenere almeno il livello di sicurezza raggiunto dalla JAA ed incentivare, attraverso l'approvazione di accordi internazionali, l'implementazione mondiale di standard di sicurezza armonizzati.

Funzioni

Attualmente le funzioni della JAA si possono riassumere in questi punti:

- Sviluppare ed adottare i JAR (Joint Aviation Requirements) nel campo della progettazione e costruzione di velivoli, della manutenzione, e

dell'istruzione di personale aeronautico.

- Sviluppare le procedure tecniche ed amministrative necessarie per l'applicazione delle JAR.
- Implementare le JAR, e le corrispondenti procedure tecniche ed amministrative in maniera coordinata ed uniforme.
- Adottare le misure necessarie per assicurare, quando possibile, che gli obiettivi di sicurezza della JAA non distorcano la concorrenza fra le industrie aeronautiche degli stati membri, o pongano le compagnie degli stati membri in uno svantaggio competitivo nei confronti di compagnie di stati non aderenti alla JAA.
- Formare il centro principale di esperienza professionale in Europa nell'armonizzazione delle regole di sicurezza aeronautica.
- Stabilire procedure per la certificazione di prodotti e servizi, e laddove sia considerato appropriato, eseguire le suddette certificazioni.
- Cooperare nell'armonizzazione dei requisiti e delle procedure proprie con quelle delle altre autorità di regolamentazione di sicurezza aeronautica, in particolare con la FAA (Federal Aviation Administration).
- Ove possibile, cooperare con le autorità di regolamentazione di sicurezza aeronautica di altre nazioni, in particolare con la FAA, nella certificazione di prodotti e servizi.

Certificazione secondo JAR

I requisiti dettati nelle JAR hanno lo scopo di fornire una base comune sulla quale costruire una sicurezza generale. La certificazione secondo le regole e metodi della JAA significa, in fase di progetto, fare delle valutazioni sotto un inquadramento comune per tutti i progetti, per tutti i produttori di velivoli o pezzi di uso aeronautico.

Le norme una volta approvate vengono emesse organizzate per argomento, sotto forma di comunicato unico ed in fogli sciolti.

Ovviamente sarebbe troppo limitativo, nonché di difficile applicazione, l'imporre un metodo rigido di calcolo per i diversi casi che nella progettazione aeronautica si potrebbero presentare. Per questo motivo le JAR si limitano a consigliare alcune linee generali per la valutazione dei parametri di calcolo.

Vengono ad esempio consigliati, per il calcolo degli organi della trasmissione, la coppia alla quale bisognerà riferirsi per il calcolo dei componenti (come una percentuale della coppia massima) e alcuni coefficienti minimi di sicurezza, non certo altissimi.

Per ultimo, è bene ricordare che oltre alle richieste minime generali per una progettazione e costruzione sicura, sono regolamentate anche le procedure per il corretto utilizzo degli apparecchi, in modo da non sollecitare le parti oltre i limiti ragionevoli.

2,3 Certificazione del riduttore.

Il riduttore aeronautico in questione per ottenere la certificazione secondo la normativa JAR, in particolare si fa riferimento alla JAR 33 subpart D, deve superare un test di durata di 150 ore di funzionamento ripartite nei seguenti cicli:

1. un ciclo di 30 ore con periodi alternati di funzionamento di 5 minuti a 150 HP di potenza e ad una velocità di rotazione di 3800 rpm, e di 5 minuti a 75 HP e 3000 rpm.

2. un ciclo di 20 ore con periodi alternati di funzionamento di 1,5 ore a 150 HP e 3800 rpm, e di 0,5 ore a 113 HP e 3460 rpm.
3. un ciclo di 20 ore con periodi alternati di funzionamento di 1,5 ore a 150 HP e 3800 rpm, e di 0,5 ore a 105 HP e 3380 rpm.
4. un ciclo di 20 ore con periodi alternati di funzionamento di 1,5 ore a 150 HP e 3800 rpm, e di 0,5 ore a 98 HP e 3300 rpm
5. un ciclo di 20 ore con periodi alternati di funzionamento di 1,5 ore a 150 HP e 3800 rpm, e di 0,5 ore a 90 HP e 3200 rpm
6. un ciclo di 20 ore con periodi alternati di funzionamento di 1,5 ore a 150 HP e 3800 rpm, e di 0,5 ore a 75 HP e 3020 rpm
7. un ciclo di 20 ore con periodi alternati di funzionamento di 2,5 ore a 150 HP e 3800 rpm, e di 2,5 ore a 75 HP e 3000 rpm

tale sequenza viene ripetuta tre volte per un totale di 450 ore al termine delle quali il riduttore viene completamente smontato e controllato in ogni sua parte.

In prima analisi si osserva attentamente se i vari pezzi presentano eventuali rotture o danneggiamenti dovuti al funzionamento; nel riduttore di Forlì ad esempio tale test di durata non è neppure giunto al termine in quanto si è verificata la rottura del profilo scanalato dell'albero porta elica e la presenza di profonde cricche nel carter in corrispondenza dei condotti dell'olio di lubrificazione.

Successivamente si passa ad un controllo più approfondito ai liquidi penetranti o magneflux che permettono di evidenziare la presenza di eventuali cricche che "ad occhio nudo" non era stato possibile notare.

CAPITOLO 3

CARATTERISTICHE DELL'AEREO E DEL MOTORE TERMICO

3,1 sintesi dello studio relativo al motore FIAT 1300 jtd

Il motore termico presente sull'aereo è stato scelto in uno studio precedente e pertanto anche modellato a seconda delle esigenze che quello studio richiedeva. Il motore in questione è il FIAT 1300 jtd che, come detto, è un motore a ciclo Diesel sovralimentato mediante turbocompressore e che sfrutta un sistema di iniezione del gasolio di tipo Common Rail controllato elettronicamente.

In passato è già stato effettuato un lavoro simile a questo, ma con il motore FIAT 1900 jtd. Nel tempo, però, il motore FIAT 1300 jtd è stato raffinato e oggi è in grado di erogare potenze che sono di poco al di sotto di quelle che erogava il 1900 quando venne fatto lo studio precedente. Quindi, installando il 1300 si ha una riduzione della potenza, ma anche una notevole riduzione del peso, cosa che in aeronautica (soprattutto in quella leggera) è fondamentale.

Per svolgere il lavoro si è dovuto procedere su più strade contemporaneamente, in quanto le esigenze di un motore nella sua installazione sono tante e talmente interconnesse da non poter pretendere di affrontare tutte le problematiche una alla volta, ma è necessario studiarle e risolverle in modo integrato.

Il lavoro è stato svolto con la presa visione di materiale raccolto in elaborati precedenti a questo, dove si sono trovati disegni tridimensionali dei principali componenti del motore (basamento, testata, sottobasamento, albero a gomiti,

coppa olio, carter olio). Successivamente si è cercato tutto il materiale possibile per comprendere il funzionamento degli impianti necessari all'esercizio del motore (circuito dell'acqua, circuito dell'aria, circuito dell'olio e circuito del gasolio) e gli elementi necessari alla loro realizzazione. Per fare questo si è cercato presso più officine (in particolare l'officina Dekra autorizzata FIAT di via di Corticella e il centro ufficiale ricambi Alfa Romeo di Bologna) il materiale e, di tutto ciò che è stato possibile reperire, si sono fatti i rilievi. Per i pezzi che non si sono reperiti in questo modo ci si è affidati a immagini, disegni e fotografie disponibili su manuali FIAT o riviste specializzate nel settore auto. Il tutto è stato modellato al CAD per studiare gli ingombri e infine è stato modellato il castello motore necessario per collegare il motore all'aereo e sostenere tutti gli elementi necessari al suo funzionamento.

Solo al termine è stato realizzato un modello agli elementi finiti del castello motore per studiare la resistenza alle sollecitazioni e, poiché la struttura in alcuni punti non è risultata verificata, si è studiata una prima soluzione per rinforzarla dove necessario. Il tutto è stato fatto tenendo sempre conto della necessità di abbattere il peso nonché di utilizzare strutture il più possibile semplici e compatte, in modo da renderle più sicure e meno costose.

Per realizzare questo elaborato si è fatto un uso massiccio di software, in particolare:

“Solid Edge v17” e “Solid Works 2011 x64 Edition” per la realizzazione dei modelli tridimensionali; “Wolfram Mathematica 7” e “Matlab 7.0” per svolgere i calcoli; “Straus 7” e la funzione “Solid Works Simulation” di Solid Works per le verifiche agli elementi finiti.

3,2 dati tecnici del FIAT 1300 jtd

Il propulsore in esame è di derivazione FIAT e la sua denominazione commerciale è 1.3 JTD multijet (JTD-m); la sigla JTD-m sta per “MultiJet Turbo Diesel” e indica l’utilizzo del sistema di iniezione common rail, unito alla particolare tecnologia di iniettare il gasolio più volte per ogni ciclo, sviluppato dal gruppo Fiat-General motors Powertrain.

La cilindrata è pari a 1248 cm³ frazionata in 4 cilindri in linea con un alesaggio di 69,6 mm e una corsa di 82 mm. Le valvole sono quattro per cilindro e sono azionate direttamente da un doppio albero a camme in testa. Il rapporto di compressione è di 18:1, la potenza massima è di 70 CV e la coppia erogata di 170 Nm.

Le dimensioni sono abbastanza ridotte, rispettivamente 460 mm di lunghezza, 500 mm di larghezza e 650 mm di altezza.

Il basamento è in ghisa con sottobasamento in alluminio, testa in alluminio e albero motore e bielle in acciaio.

Altre due caratteristiche molto interessanti del motore 1.3 multijet "automobilistico" sono i consumi estremamente ridotti, solo 3,3 l per 100 km, e la catena di distribuzione che annulla letteralmente la manutenzione straordinaria fino 250000 km.

Dimensioni e peso contenuti, spazi d'ingombro e consumo di carburante limitati, potenza di tutto rispetto e grande affidabilità meccanica fanno sì che questo motore sia particolarmente adatto ad essere montato su velivoli ultraleggeri.

Scheda tecnica:

Numero cilindri: 4 in linea.

Cilindrata: 1248 cm³.

Alesaggio x Corsa: 69,6 x 82 mm.

Distribuzione: doppio albero a camme in testa con bilancieri a dito e comando a catena.

Valvole: 4 per cilindro (2 + 2).

Basamento: in ghisa con sottobasamento in alluminio.

Sistema di iniezione: "Common Rail" a 1400 bar, con controllo elettronico dell'iniezione (Multijet).

Turbocompressore a geometria fissa.

Potenza massima: 70 CV a 4000 rpm.

Coppia massima 170 Nm a 2000 rpm.

Dimensioni (lunghezza x larghezza x altezza): 460 x 500 x 650 mm.

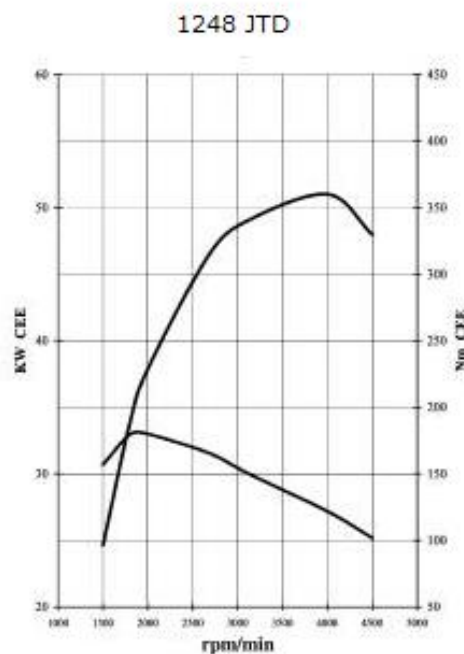


Figura 1 curve caratteristiche del motore FIAT 1300 jtd

3,3 L'aereo

L'aereo su cui si intende installare il motore è un ultraleggero biposto a doppia ala denominato Enjoy.



Figura 2 l'aereo Enjoy

La struttura di Enjoy è completamente metallica, costituita da un traliccio di tubi in acciaio (AISI 4130 N) saldati al TIG tra loro. Le gambe di forza del carrello principale, nonché il castello motore, sono realizzate al cromo molibdeno, mentre il balestrino del carrello posteriore è realizzato in alluminio A C100.

La cellula è stata realizzata dopo approfonditi studi sulle caratteristiche dei materiali da impiegare e simulando al computer forze e sforzi che agiscono normalmente sulla struttura durante gli inviluppi di volo a elevato numero di "G". Le risultanze di questi studi consentono di porre i limiti strutturali di Enjoy a + 4 e - 2 G in condizioni MTOW, cioè con due persone a bordo e peso stimato 20

del velivolo in 450 Kg.

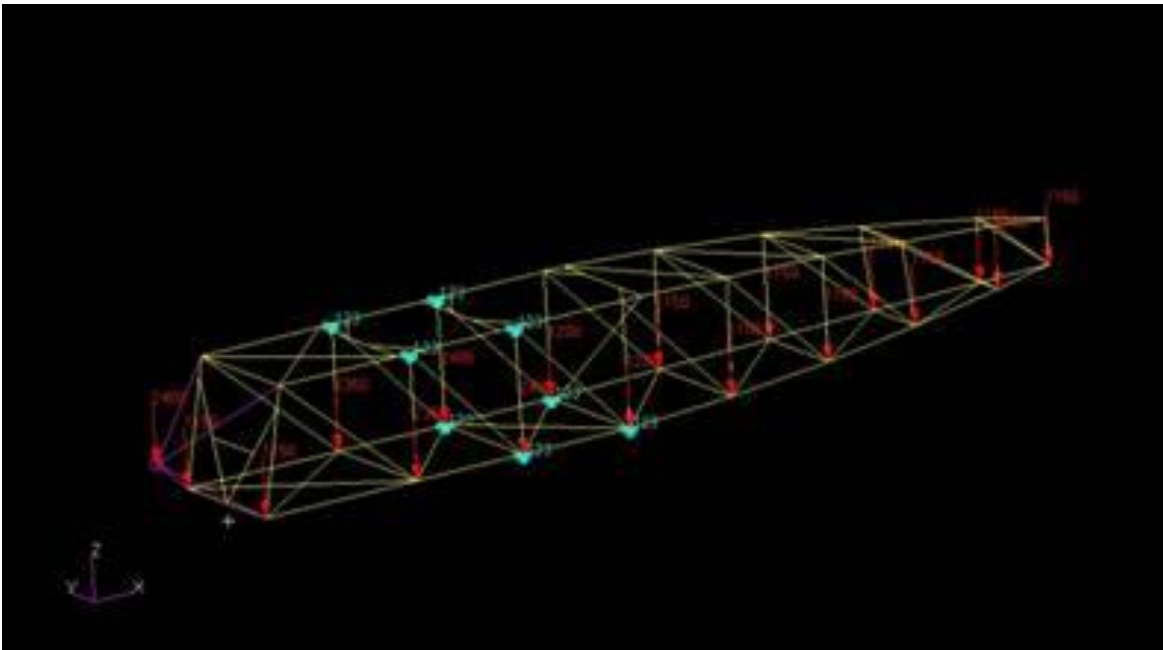


Figura 3 cellula dell'Enjoy sottoposta a caricamento di 4G in condizioni MTOW

Performance dell'aereo:

	Solo pilota	Condizioni MTOW
Corsa al decollo	100 m	150 m
Corsa all'atterraggio	90 m	100 m
Velocità di crociera	145 km/h	140 km/h
Velocità di manovra	150 km/h	150 km/h
Rateo salita	6 m/s	4 m/s
Stallo	60 Km/h	65 km/h

Nella foto di figura 3 è visibile lo smorzatore (o "Damper" o "Silent Block"),

composto da due anelli di gomma che vengono serrati su una apposita superficie nel castello motore in modo da stringerla e fungere da attacco del castello motore alla vite prigioniera. Tali smorzatori sono importanti perché assorbono (anche se non completamente) le vibrazioni del motore e impediscono che si trasmettano al telaio. Nel castello motore che verrà sviluppato per l'installazione del FIAT gli smorzatori non verranno montati nella posizione in cui si trovano ora, ma verranno interposti tra il motore e il castello, in modo che anch'esso sia "protetto" dalle vibrazioni del motore.



Figura 4 foto della paratia parafiamma dell'Enjoy e dello schema di fissaggio del castello motore

3,4 il riduttore utilizzato nel progetto di partenza

Un altro elemento da tenere in considerazione è la presenza di un riduttore in uscita dall'albero motore, che lo colleghi all'elica. Questo elemento è frutto di uno studio precedente.

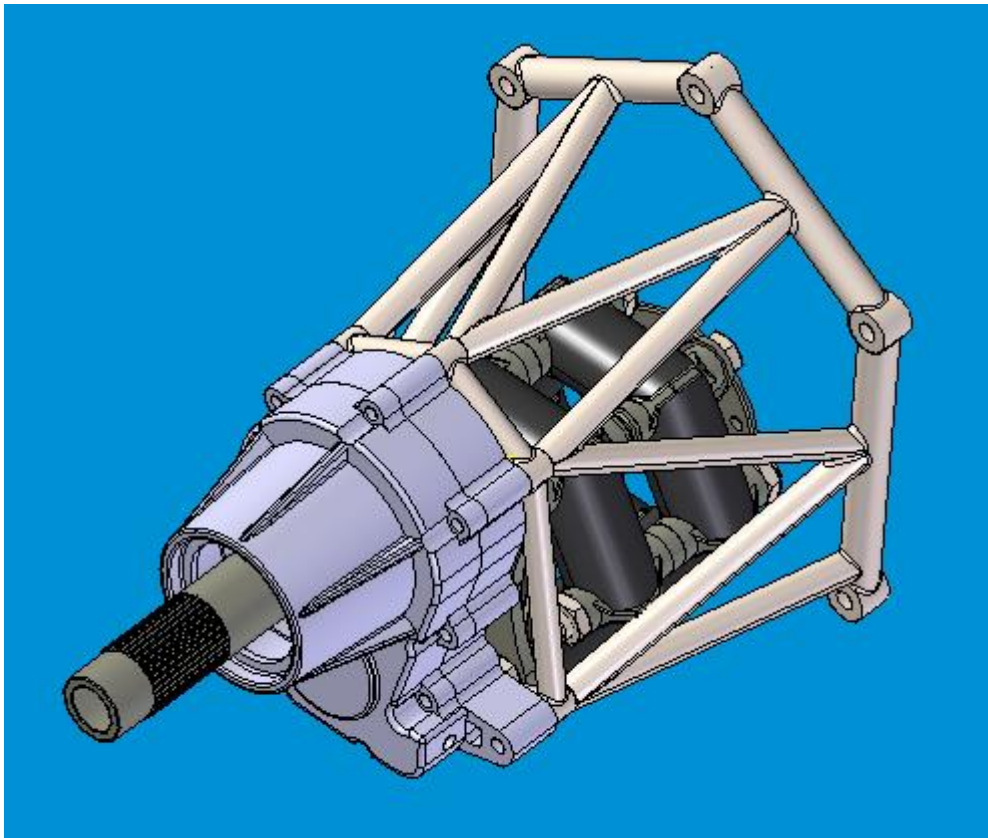


Figura 5 riduttore

In figura 5 è riportato il disegno dell'assemblaggio del riduttore. In figura è visibile il doppio giunto elastico che fa funzione di parastrappi per evitare la trasmissione di sollecitazioni improvvise.

Il riduttore è stato pensato per essere montato in punta all'aereo, in modo da poterlo aprire facilmente senza dover smontare nulla (eccezion fatta per elica e carena) e quindi modificare in poco tempo il rapporto di trasmissione tra motore ed elica semplicemente sostituendo le ruote dentate all'interno.

Poiché il motore può arrivare a ruotare a velocità prossime ai 6000 rpm è necessario il riduttore per portare l'elica a velocità nell'ordine dei 2500 rpm, velocità di rotazione a cui mediamente un'elica.

CAPITOLO 4

STUDIO PRECEDENTE PER GARANTIRE L'ISTALLAZIONE DEL MOTOTRE ELETTRICO

4,1 scopo dello studio

L'istallazione di un motore elettrico, al fine di aumentare la potenza totale dell'aereo ultraleggero, necessita della realizzazione di un riduttore che colleghi il motore elettrico in parallelo al motore termico a ciclo Diesel.

La scelta del motore elettrico e la sua istallazione accanto al motore termico è stata richiesta dal proprietario dell'aereo, pertanto per poterne sfruttare la potenza contemporaneamente, è necessaria l'istallazione di un riduttore.

La fattibilità di questa operazione è stata studiata in un elaborato precedente pertanto lo scopo principale di questo capitolo è quello di illustrare sinteticamente il progetto proposto in quell'elaborato.

4,2 parametri di progetto

I parametri di progetto con cui è stato realizzato il primo elaborato del riduttore sono i seguenti:

Aereo:

L'elica dell'aereo deve ruotare ad una velocità di circa 2500 rpm. I parametri

geometrici, necessari per valutare gli spazi liberi in cui poter inserire il riduttore sono frutto di valutazioni di studi precedenti e disegni al CAD riguardanti l'aereo Enjoy.

Motore elettrico:

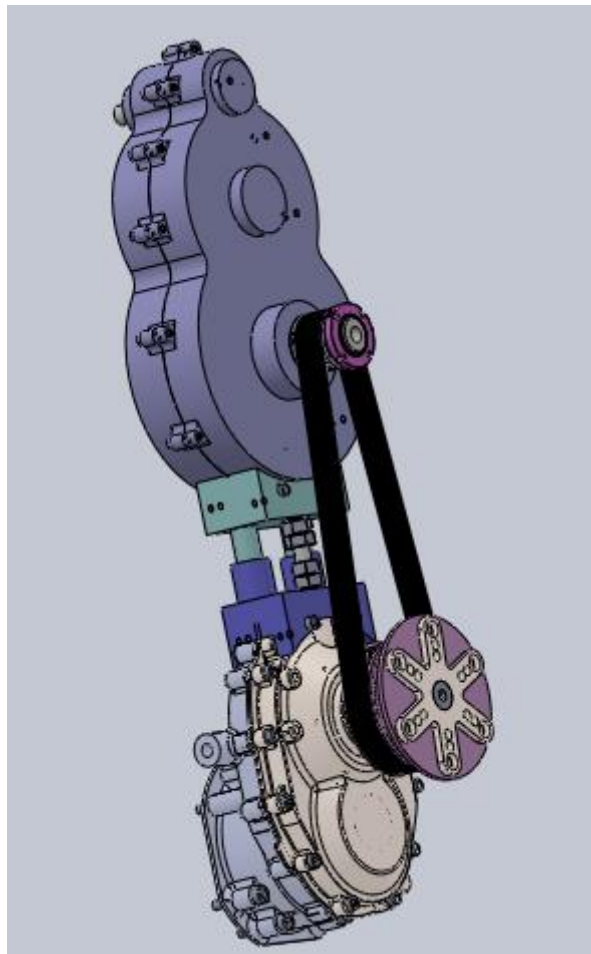
Il motore elettrico scelto dal richiedente ha una potenza nominale di 50 KW e velocità nominale di rotazione di 60000 rpm. La sua installazione nell'aereo permette di valutare i parametri geometrici principali con cui realizzare il riduttore, come per esempio l'interasse con l'albero elica.

Motore termico:

Il motore termico, scelto in uno studio precedente, ha una potenza nominale di 102 KW e velocità nominale di rotazione di 6000 rpm. La sua installazione sull'aereo ci impone i vincoli geometrici principali, come la distanza tra albero motore e albero elica, oppure l'interasse tra i due.

4,3 progetto presentato nello studio precedente

L'assieme dei componenti utilizzati nello studio precedente è presentato nell'immagine seguente:



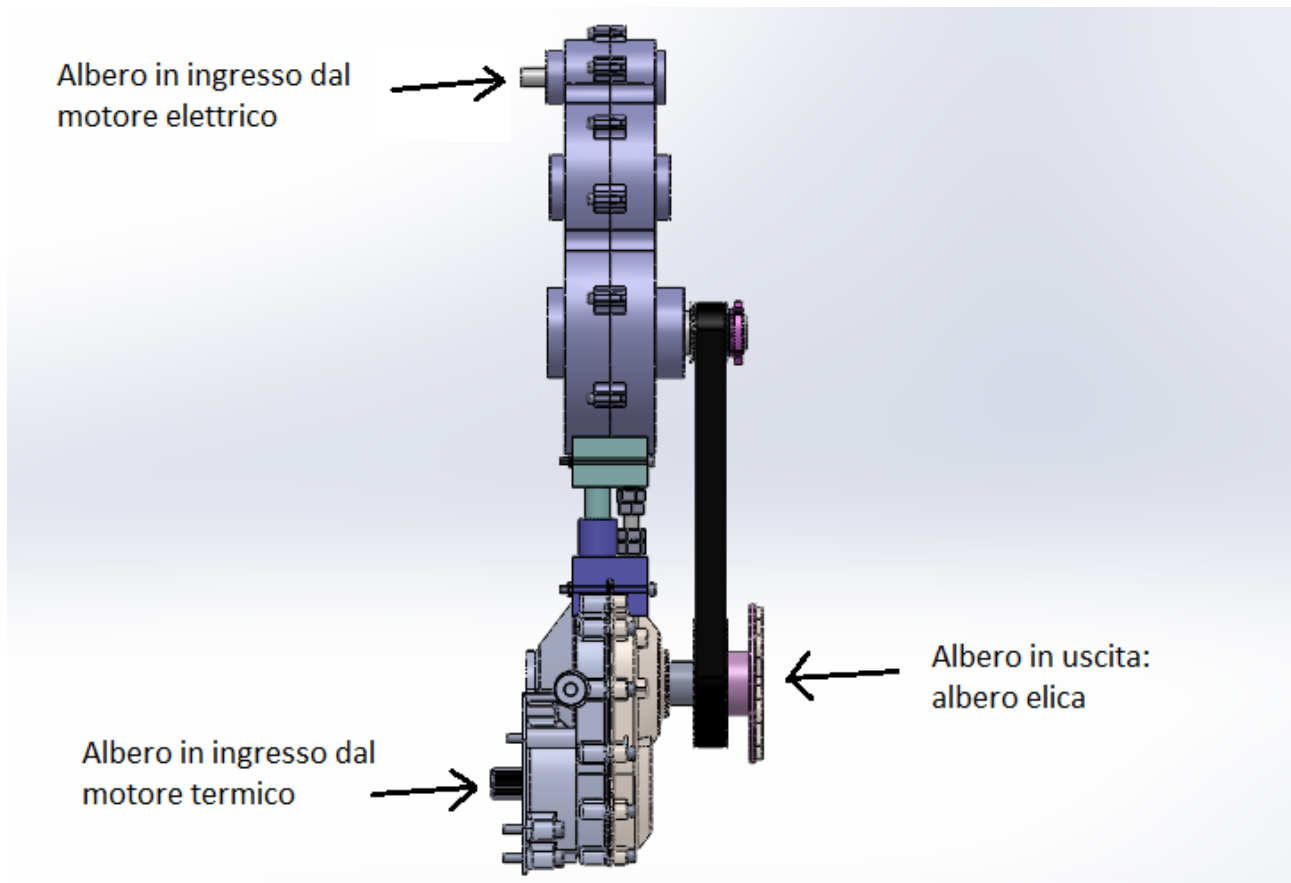
Procedo ora con la descrizione dei componenti principali al fine di rendere più comprensibile il layout ed evidenziare i difetti che hanno portato la decisione di rielaborare il progetto tramite questo elaborato.

4,4 layout del progetto

La struttura illustrata in figura è modellata in modo da collegare due diversi

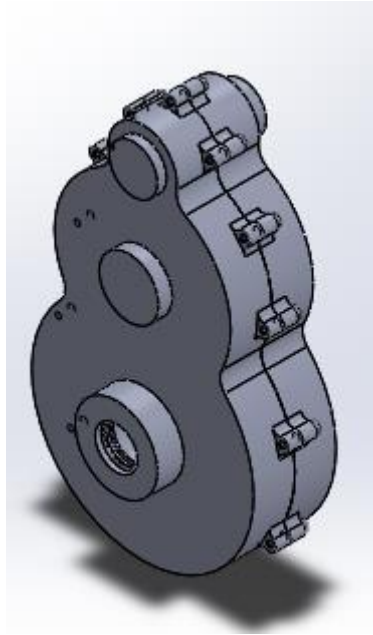
alberi motori e permettere quindi un funzionamento in sincronia dei due motori.

Nell'immagine seguente sono evidenziate le posizioni degli alberi in ingresso (motore termico e motore elettrico) e dell'albero in uscita (albero elica):

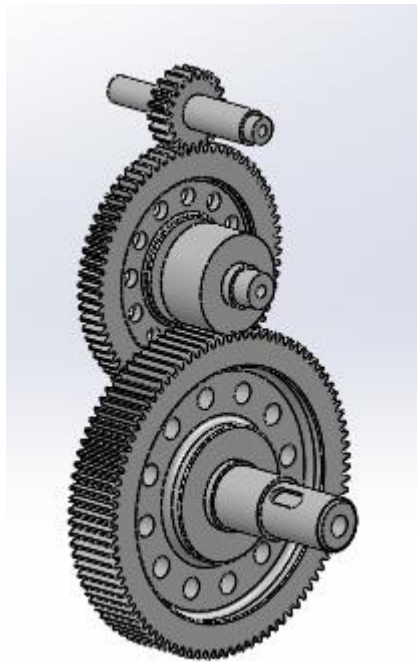


Primo riduttore

Come già detto in precedenza l'albero in ingresso dal motore elettrico ruota a 60000 rpm mentre quello del motore termico ruota a 6000 rpm, pertanto è necessario innanzi tutto ridurre la velocità del motore elettrico di circa 10 volte. Questa operazione viene eseguita da un primo riduttore la cui immagine viene riportata di seguito per poterne consentire il riconoscimento all'interno dell'assieme:



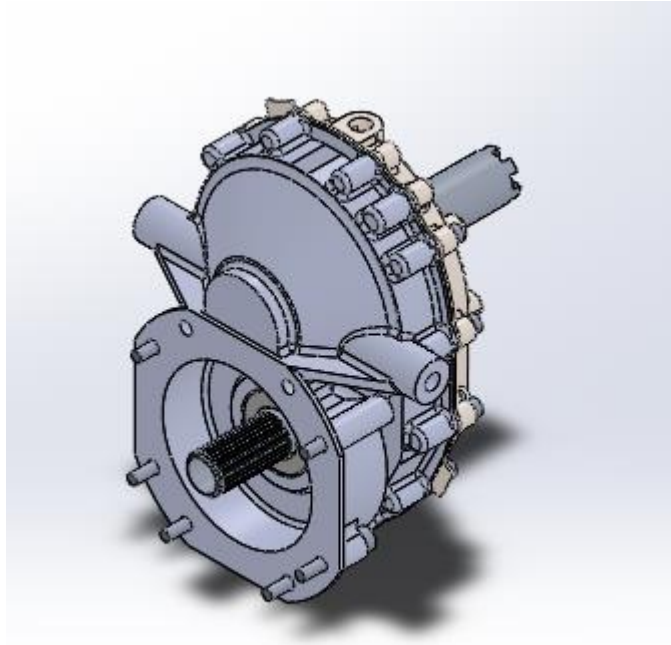
Il riduttore sostanzialmente è costituito da una trasmissione con ruote dentate a 2 stadi di riduzione come mostrato in figura:



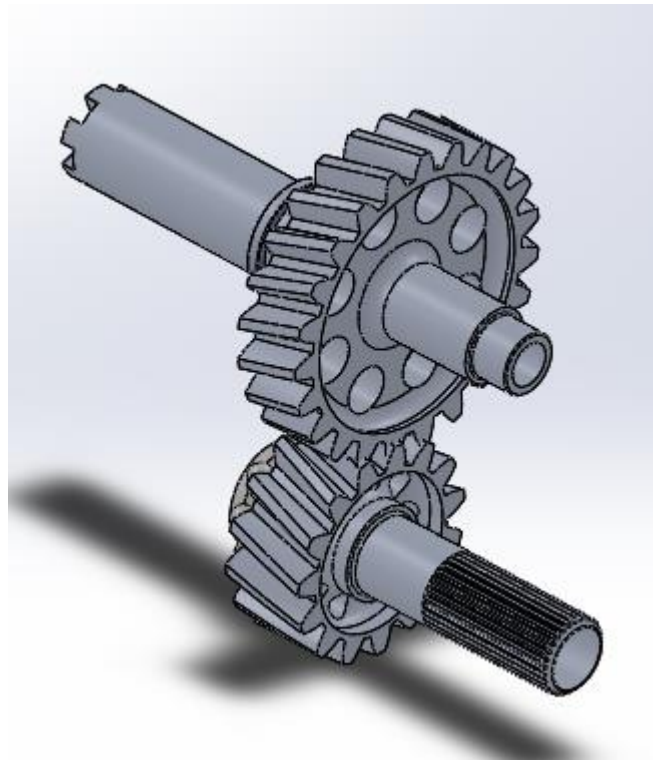
L'insieme delle ruote dentate permette di ridurre la velocità in ingresso di circa 10 volte; per valutarlo è sufficiente fare considerazioni geometriche sulle dimensioni delle ruote dentate; il riduttore inoltre consente di mantenere sull'albero di uscita lo stesso verso di rotazione dell'albero in ingresso.

Secondo riduttore

Come già detto in precedenza l'albero in ingresso dal motore termico ruota a 6000 rpm mentre l'albero in uscita, ovvero l'albero elica, deve ruotare a circa 2500 rpm, pertanto è necessario ridurre la velocità del motore termico di circa 2,4 volte. Questa operazione viene eseguita da un secondo riduttore la cui immagine viene riportata di seguito per poterne consentire il riconoscimento all'interno dell'assieme:



Il riduttore sostanzialmente è costituito da una trasmissione con ruote dentate ad uno stadio di riduzione come mostrato in figura:



L'insieme delle ruote dentate permette di ridurre la velocità in ingresso di circa 2,4 volte; per valutarlo è sufficiente fare considerazioni geometriche sulle dimensioni delle ruote dentate.

In questo caso tuttavia sono state scelte ruote a denti elicoidali che consentono una miglior trasmissione del moto e permettono di ripartire il carico in maniera più uniforme sui denti poichè il primo contatto ed il rilascio tra i denti avviene in maniera graduale, tuttavia si ha come svantaggio la generazione di una spinta assiale tra le due ruote che deve essere opportunamente equilibrata dal carter.

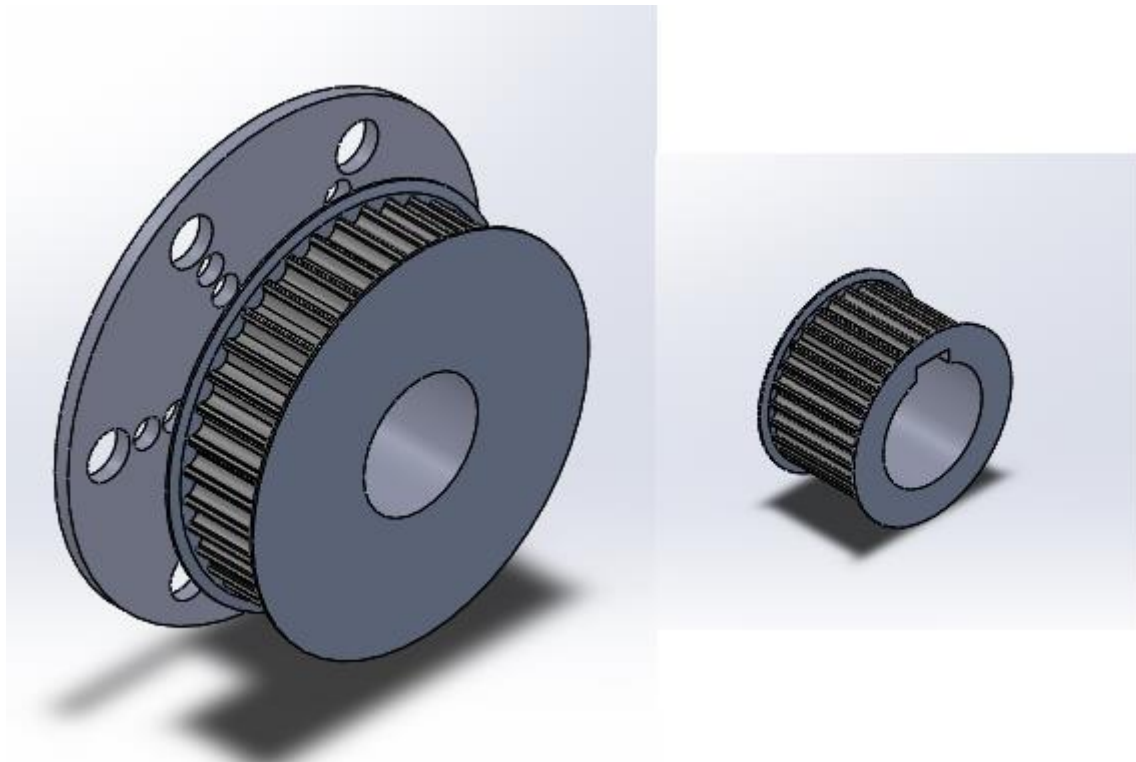
Trasmissione a cinghia

L'albero in uscita dal primo riduttore ruota a 6000 rpm mentre l'albero in uscita,

ovvero l'albero elica, deve ruotare a circa 2500 rpm, pertanto è necessario ridurre la velocità dell'albero in uscita dal primo riduttore di circa 2,4 volte. Questa operazione viene eseguita da una trasmissione a cinghia facilmente individuabile all'interno dell'assieme.

Il rapporto di trasmissione in una trasmissione a cinghia è garantito semplicemente dalle dimensioni delle pulegge e non dall'interasse. Inoltre per garantire una trasmissione efficiente è necessario garantire un tensionamento della cinghia che va ad esercitare delle reazioni sui carter del primo e del secondo riduttore, per cui anche in questo caso è necessario verificare che i due carter siano in grado di equilibrare le forze in gioco.

A scopo illustrativo riporto le immagini delle due pulegge adottate:



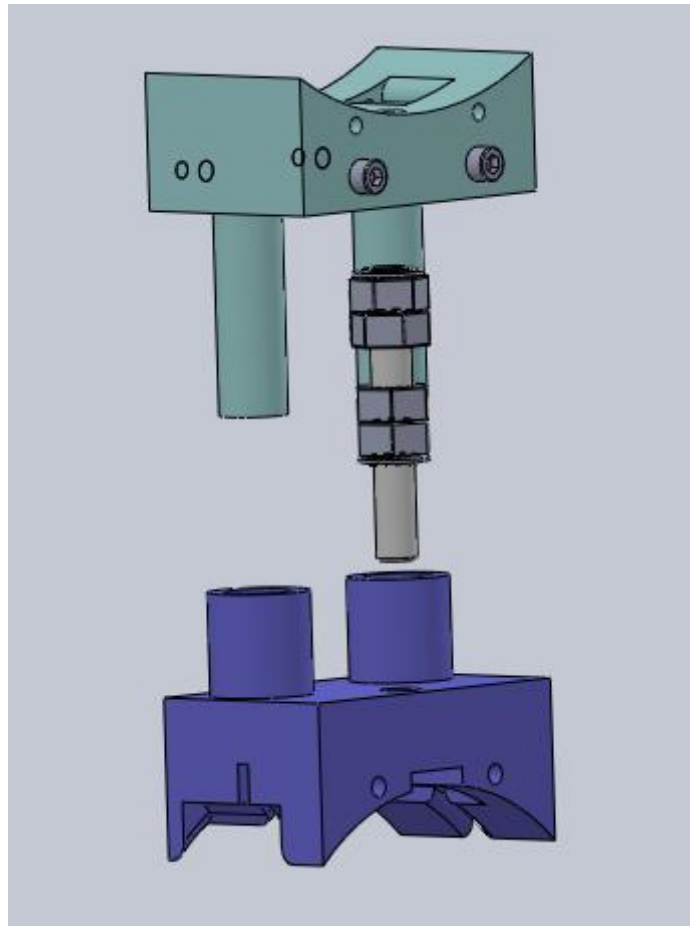
Dalla figura si nota che per questa trasmissione è stata utilizzata una cinghia a

denti trapezoidali la quale fornisce un ottimo compromesso tra dimensione, potenza trasmissibile e massima velocità. La sezione trapezoidale, con la base minore rivolta verso l'interno dell'anello, fornisce un ottimo attrito con le gole della puleggia, avente anch'essa una scanalatura trapezoidale, evita gli attorcigliamenti e permette di trasmettere una grande potenza. Queste caratteristiche vengono valorizzate da un diverso disegno del trapezio, con i lati laterali inarcuati verso l'interno e il dorso esterno bombato. In generale l'angolo delle cinghie trapezoidali è di 40° mentre quello delle gole della puleggia varia dai 34° ai 38° , pertanto la cinghia lavora in compressione. Grazie alla cinghia trapezoidale abbiamo un minore slittamento tra puleggia e cinghia, un minor rumore creato e possiamo avere degli elevati rapporti di trasmissione anche se non è questo il caso.

Blocchetto centrale

I carter dei due riduttori sono collegati mediante una struttura che chiamerò blocchetto centrale; questo componente è stato progettato e realizzato su misura per questo specifico progetto pertanto non può essere riutilizzato in progetti successivi che prevedano modifiche sostanziali della geometria dei due riduttori o semplicemente variazioni delle distanze in gioco tra i vari componenti del progetto.

Il blocchetto centrale è costituito sostanzialmente da due parti come si può vedere nell'immagine:

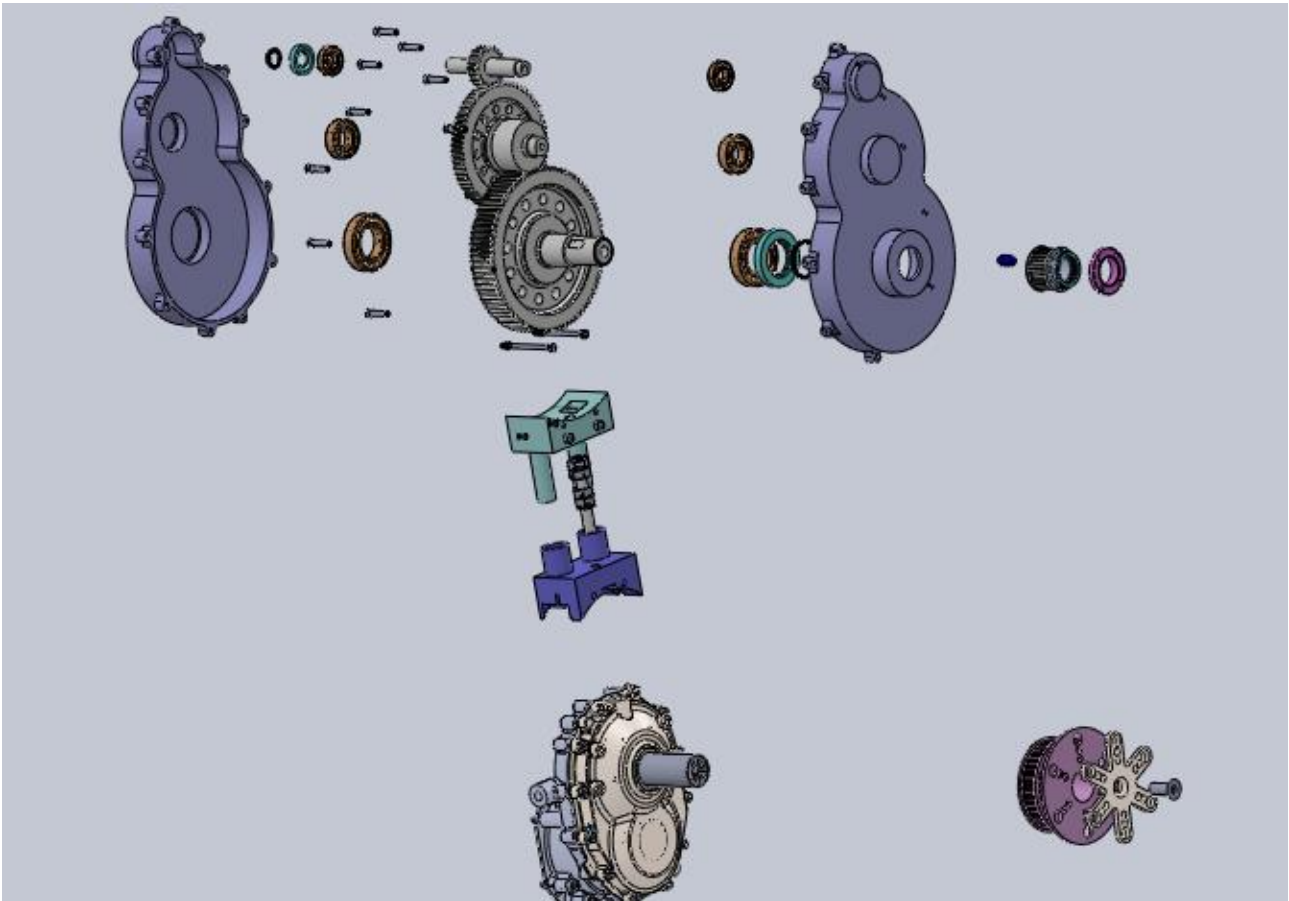


Le due parti hanno una forma complementare ai carter nei punti di contatto e sono collegati a essi mediante viti e bulloni.

Oltre alla semplice funzione di collegamento tra le parti, il blocchetto centrale deve garantire il rispetto dei vincoli geometrici come l'interasse tra l'albero del motore elettrico e l'albero elica, inoltre deve rispettare i vincoli geometrici della cinghia al fine di garantire una trasmissione efficiente.

Esploso

Di seguito riporto l'immagine dell'esploso di tutto l'assieme per evidenziare la presenza di altri componenti secondari utilizzati per garantire il corretto funzionamento del progetto come per esempio cuscinetti, bronzine, guarnizioni e viti:



4,5 analisi della trasmissione

Riepilogando i dati fin qui elaborati si può notare che il motore elettrico e quello termico possono lavorare in simultanea:

- la velocità del motore elettrico passa da 60000 rpm a 2500 rpm dal momento che il primo riduttore e la trasmissione a cinghia consentono di trasmettere il moto dall'albero del motore elettrico direttamente all'albero elica;
- la velocità del motore termico passa da 6000 rpm a 2500 rpm dal momento che il secondo riduttore consente di trasmettere il moto dall'albero del motore termico direttamente all'albero elica.

Pertanto sull'albero elica abbiamo la potenza fornita dal motore termico che vale circa 102 KW e quella fornita dal motore elettrico che vale circa 50 KW; sulla base di queste semplici considerazioni, il moto in condizione di regime è garantito.

4,6 pregi del progetto

La fase progettuale di qualsiasi componente aeronautico è finalizzata al conseguimento di pochi ma fondamentali obiettivi. Per ovvi motivi di sicurezza, il requisito principale da perseguire è l'affidabilità dei componenti, e di conseguenza la loro durata, ovvero il tempo di vita del pezzo durante il quale viene mantenuta l'affidabilità desiderata. Procedendo in ordine di importanza nella progettazione aeronautica si deve tenere in considerazione il peso dei componenti, in quanto influisce sulle prestazioni dell'intero velivolo, sia in termini di potenza, che in termini di carico. Si cerca di realizzare strutture compatte e semplici, costituite da pochi componenti in modo da avere meno possibilità di danneggiarsi rispetto a strutture complesse e quindi maggiormente delicate. Si preferiscono componenti con profili arrotondati o comunque aerodinamici nel limite del possibile. Ovviamente una progettazione di questo tipo non può tenere in considerazione, se non in un secondo luogo, l'aspetto economico del problema, in quanto la ricerca della più alta affidabilità e qualità è inversamente proporzionale all'economia di progetto.

Seguendo queste considerazioni si evidenziano diversi punti di forza del progetto:

- semplicità di alcuni componenti: il carter del primo riduttore; il tipo di

trasmissione scelta nel primo riduttore con due stadi di riduzione, con le ruote dentate disposte in serie con rapporti di trasmissione poco spinti; semplice trasmissione a cinghia per coprire l'interasse tra l'albero elica e l'albero di uscita del primo riduttore;

- peso: il peso totale è molto limitato rispetto alle dimensioni grazie all'utilizzo di ruote dentate opportunamente alleggerite e alla scelta intelligente del materiale dei carter;
- costi: vista la semplicità di alcuni componenti, il costo totale del progetto non risulta eccessivamente elevato, ma adatto alle circostanze.

4,7 difetti del progetto

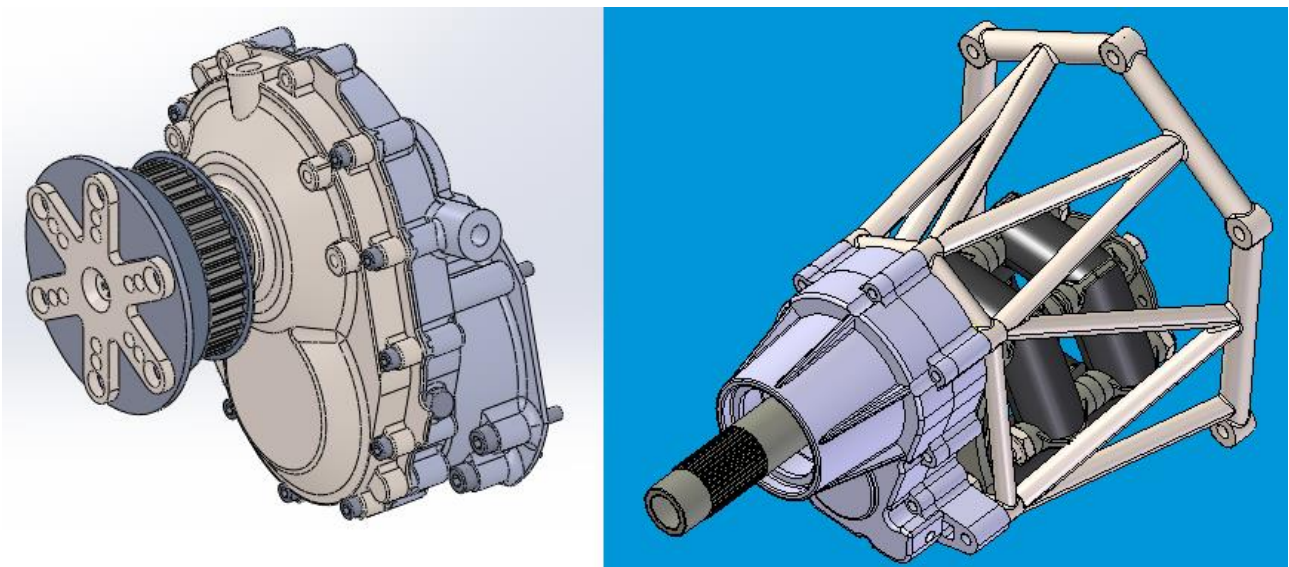
Il progetto è stato realizzato e testato con scarso successo; le cause del suo fallimento si riconducono ad alcuni difetti di progetto:

- affidabilità: alcuni componenti si sono rotti durante i test, in particolare i carter non sono stati dimensionati adeguatamente per sorreggere i carichi in esercizio, inoltre il blocchetto centrale risulta essere poco affidabile vista la sua complessità e il moto in cui è collegato al resto dei componenti; la bassa affidabilità nel complesso del progetto è il motivo principale che causato la realizzazione di questo studio;
- peso: il peso totale poteva essere ridotto ulteriormente per via delle eccessive dimensioni del primo riduttore;
- compattezza: nel complesso la compattezza è forse la caratteristica meno ricercata in questo progetto infatti il primo riduttore risulta essere molto grande e posizionato in modo tale da sembrare il più ingombrante possibile;

- aerodinamicità: anche questa caratteristica è stata molto trascurata dal momento che l'intera struttura occupa una superficie molto grande ed non sono presenti profili adatti a migliorare l'aerodinamicità, come per esempio il carter del primo riduttore che risulta essere molto piatto.

4,8 modifica del riduttore

Il secondo riduttore, ovvero quello in uscita dall'albero del motore termico, ha sostituito il riduttore che era stato utilizzato finchè si utilizzava solo il motore termico; nell'immagine seguente è possibile notare la differenza tra i due riduttori:



La sostituzione è stata effettuata perchè il riduttore precedentemente utilizzato (ovvero quello di destra), non era in grado di garantire la trasmissione secondo i dati di progetto. Nonostante questo è stato analizzato al fine di valutare i parametri geometrici come per esempio l'interasse tra l'albero del motore

termico e l'albero elica, oppure gli spazi liberi su cui poter lavorare per progettare la trasmissione necessaria al funzionamento dell'aereo in seguito all'aggiunta del motore elettrico.

CAPITOLO 5

PRIME SOLUZIONI

5,1 riduttore epicicloidale

L'idea principale, che seguirò da ora in avanti per lo sviluppo di questo studio, è quella di sostituire il riduttore in uscita dal motore elettrico con un riduttore di tipo epicicloidale.

Si ha un rotismo epicicloidale quando almeno uno degli assi delle ruote non è fisso, a differenza del caso dei rotismi ordinari.

La scelta è stata influenzata dal fatto che i rotismi epicicloidali hanno un grosso vantaggio rispetto i rotismi ordinari per quanto riguarda la compattezza: infatti i riduttori epicicloidali sono in grado di garantire rapporti di trasmissione molto spinti riuscendo tuttavia a contenere le dimensioni.

Tuttavia c'è anche il rovescio della medaglia: la progettazione di un riduttore di questo tipo non è semplice, sia per la complessità di alcuni componenti, come ad esempio la corona esterna, e sia per il numero abbastanza elevato degli elementi che lo costituiscono in uno spazio molto stretto.

A parte queste considerazioni, è tuttavia necessario ridurre drasticamente le dimensioni del riduttore in uscita dal motore elettrico pertanto la mia scelta è stata quella di sostituirlo con un riduttore di tipo epicicloidale da me progettato su misura per problema in esame.

5,2 soluzioni elaborate

Nel corso di questo studio esaminerò diverse soluzioni possibili con cui potrebbe essere risolto il problema dell'istallazione del riduttore epicicloidale.

Nonostante questo, studierò nel dettaglio solo le soluzioni migliori, mentre in questo capitolo mi limiterò ad illustrare brevemente le soluzioni possibili ma meno interessanti.

Prima di procedere con l'illustrazione dei progetti elaborati, esamino il problema per evidenziare gli spazi di manovra:

- l'interasse tra l'albero del motore elettrico e l'albero elica è molto elevato pertanto non ci sono veri e propri vincoli geometrici che impongano di istallare il riduttore in una zona anziché in un'altra;
- il motore elettrico ha una velocità in uscita di 60000 rpm, mentre il motore termico ha una velocità in uscita di 6000rpm, pertanto il riduttore deve ridurre la velocità di 10 volte;
- l'albero elica ruota a 2500 rpm pertanto è necessaria un'altra riduzione: in uscita dal motore termico era infatti presente un ulteriore riduttore, mentre dalla parte del motore elettrico la riduzione era garantita da una trasmissione a cinghia;
- l'interasse tra l'albero del motore elettrico e l'albero elica è così elevato da doverci imporre l'istallazione di almeno una trasmissione a cinghia.

Dopo aver fatto queste considerazioni, ho elaborato diverse soluzioni che illustrerò nelle prossime pagine.

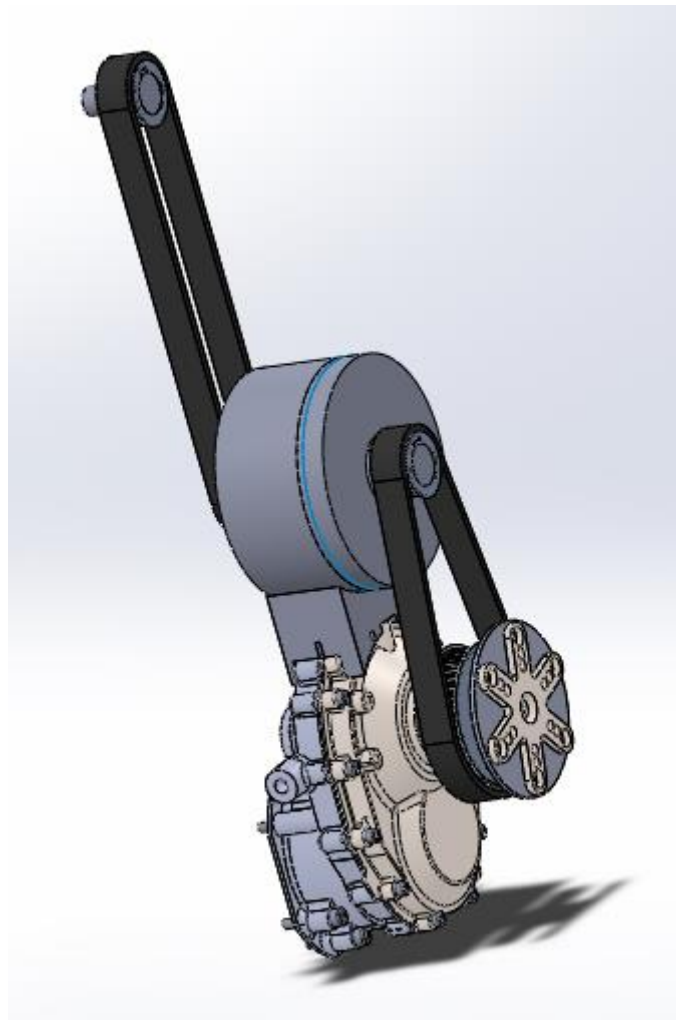
In questo capitolo mi limiterò a spiegare in maniera superficiale il layout di queste soluzioni, mentre quelle di maggiore interesse verranno approfondite nei prossimi capitoli.

5,3 prima soluzione

La soluzione più banale e meno vantaggiosa è quella di sostituire semplicemente il riduttore in uscita dal motore elettrico con il nuovo riduttore epicycloidale da me progettato.

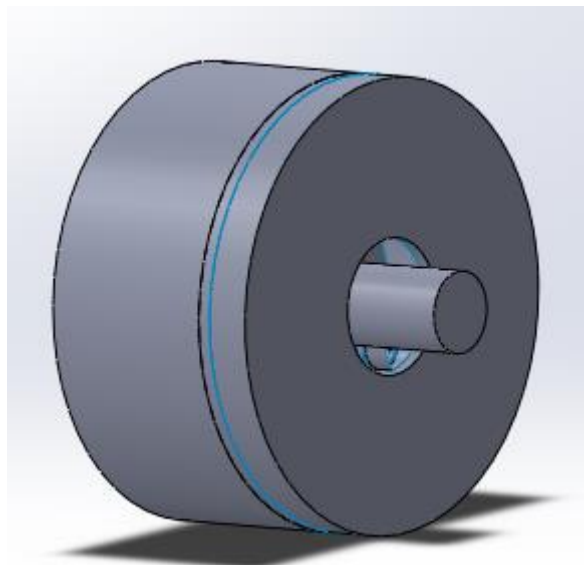
Questa soluzione non è molto interessante pertanto mi limiterò a descriverne il layout.

Il progetto si presenta come illustrato nella figura:

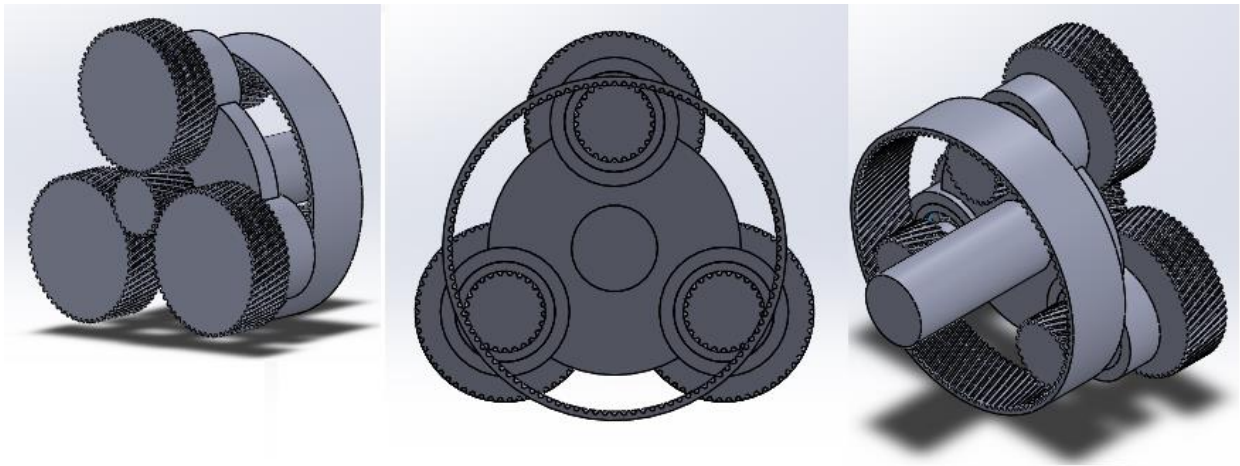


Partendo dall'alto verso il basso:

- in uscita dal motore elettrico, che qui non viene rappresentato, ho una prima trasmissione a cinghia con rapporto di trasmissione unitario la cui funzione è semplicemente quella di coprire l'interasse tra motore elettrico e riduttore;
- collegato alla prima cinghia è installato il riduttore di cui riporto l'immagine di seguito per poterne consentire il riconoscimento all'interno dell'assieme:



il riduttore è di tipo epicicloidale ed è possibile capirne il funzionamento osservando l'immagine successiva in cui è rappresentato il riduttore dopo aver rimosso il coperchio, mettendo in risalto i singoli elementi del riduttore:

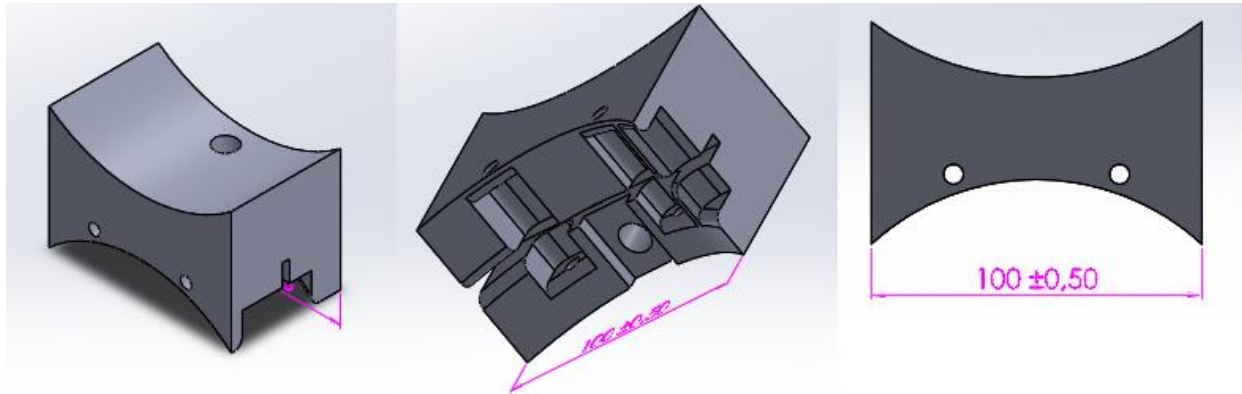


il riduttore mostrato in figura non è completo di tutti i dettagli, tuttavia è fornito di tutti gli elementi necessari per comprenderne il funzionamento: il riduttore innanzi tutto è a due stadi di riduzione; nell'immagine di sinistra in figura si nota una ruota dentata centrale che costituisce l'albero in ingresso collegato con prima la trasmissione a cinghia; le 3 ruote dentate collegate a quella centrale costituiscono i satelliti ed il primo stadio di riduzione; queste 3 ruote sono solidali ad altre 3 ruote che ingranano con la corona (ruota dentata interna) che funge da telaio; ulteriori dettagli verranno illustrati al termine di questo capitolo;

- in uscita dal riduttore epicicloidale ho una seconda trasmissione a cinghia: questa trasmissione è stata mantenuta inalterata (a meno dell'interasse) rispetto il progetto di partenza: infatti questa trasmissione ha lo scopo di coprire l'interasse tra l'albero in uscita dal riduttore e l'albero elica, inoltre permette di ridurre ulteriormente la velocità dai 6000 rpm in uscita dal riduttore fino ai 2500 rpm sull'albero elica;
- il riduttore in basso è lo stesso utilizzato nel progetto di partenza, non è stato modificato in nessun modo e costituisce l'elemento solidale al resto dell'aereo su cui poggiano tutti gli altri elementi;
- tra il riduttore epicicloidale ed il riduttore in basso ho posizionato una

struttura molto simile al blocchetto centrale utilizzato nel progetto iniziale: questo elemento è solo abbozzato ed è ciò che contraddistingue questa prima soluzione dalle restanti;

a scopo illustrativo riporto l'immagine del blocchetto:



Infine analizzo la trasmissione:

riepilogando i dati fin qui elaborati si può notare che il motore elettrico e quello termico possono lavorare in simultanea:

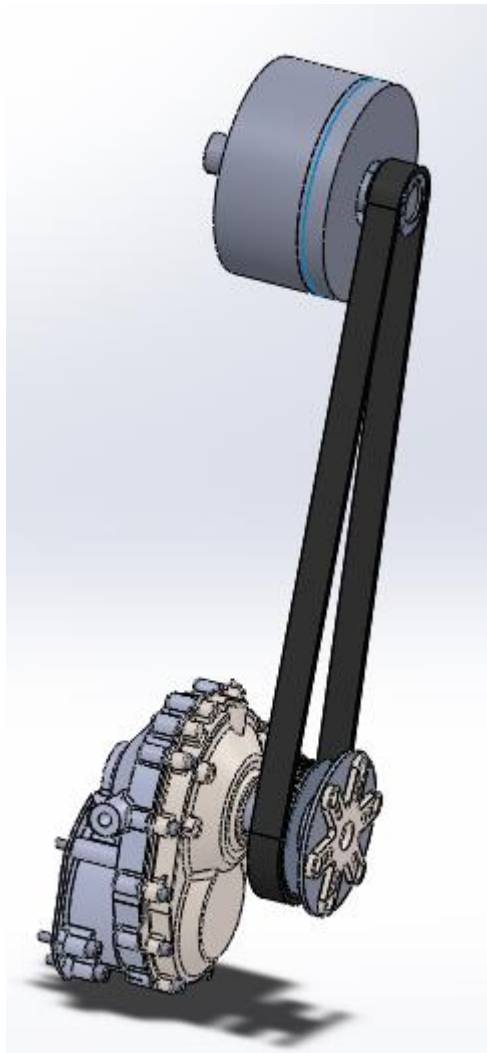
- la velocità del motore elettrico passa da 60000 rpm a 2500 rpm dal momento che il riduttore epicicloidale e le due trasmissioni a cinghia consentono di trasmettere il moto dall'albero del motore elettrico direttamente all'albero elica;
- la velocità del motore termico passa da 6000 rpm a 2500 rpm dal momento che il riduttore in basso consente di trasmettere il moto dall'albero del motore termico direttamente all'albero elica pertanto sull'albero elica abbiamo la potenza fornita dal motore termico che vale circa 102 KW e quella fornita dal motore elettrico che vale circa 50 KW;

sulla base di queste semplici considerazioni, il moto in condizione di regime è garantito.

5,4 seconda soluzione

La seconda soluzione che propongo prevede di installare il riduttore epicicloidale in uscita dal motore elettrico: in questo modo tutti i carichi agenti sul riduttore andrebbero a scaricarsi sul motore elettrico; tuttavia il motore elettrico non è ancora stato installato pertanto non sarà possibile studiare in maniera approfondita questa soluzione, ma al massimo si possono fare semplici considerazioni geometriche.

Il progetto si presenta come illustrato nella figura:



Partendo dall'alto verso il basso:

- in uscita dal motore elettrico, che qui non viene rappresentato, viene installato direttamente il riduttore epicicloidale; il riduttore utilizzato in questa soluzione è lo stesso utilizzato nella soluzione precedente;
- in uscita dal riduttore epicicloidale ho una trasmissione a cinghia: questa trasmissione è stata mantenuta inalterata (a meno dell'interasse) rispetto il progetto di partenza: infatti questa trasmissione ha lo scopo di coprire l'interasse tra l'albero in uscita dal riduttore e l'albero elica, inoltre permette di ridurre ulteriormente la velocità dai 6000 rpm in uscita dal riduttore fino ai 2500 rpm sull'albero elica;

- il riduttore in basso è lo stesso utilizzato nel progetto di partenza, non è stato modificato in nessun modo e, come prima, risulta essere solidale al resto dell'aereo.

Anche in questo caso analizzo la trasmissione:

riepilogando i dati fin qui elaborati si può notare che il motore elettrico e quello termico possono lavorare in simultanea:

- la velocità del motore elettrico passa da 60000 rpm a 2500 rpm dal momento che il riduttore epicicloidale e la trasmissione a cinghia consentono di trasmettere il moto dall'albero del motore elettrico direttamente all'albero elica;
- la velocità del motore termico passa da 6000 rpm a 2500 rpm dal momento che il riduttore in basso consente di trasmettere il moto dall'albero del motore termico direttamente all'albero elica pertanto sull'albero elica abbiamo la potenza fornita dal motore termico che vale circa 102 KW e quella fornita dal motore elettrico che vale circa 50 KW;

sulla base di queste semplici considerazioni, il moto in condizione di regime è garantito.

Infine valuto i pregi rispetto la prima soluzione ed il progetto di partenza:

- questa soluzione è la meno ingombrante;
- ha un minor numero di elementi;
- ha un minor peso;
- è più affidabile per il semplice fatto che il riduttore epicicloidale è reso solidale al motore elettrico pertanto non è necessaria una struttura come il blocchetto centrale che lo colleghi al riduttore in basso che appunto funge da telaio.

Tra i difetti:

- non è possibile allo stato attuale proseguire lo studio dal momento che il posizionamento del motore elettrico non è stato definito se non solo

approssimativamente;

- il riduttore epicicloidale è sicuramente più costoso del riduttore utilizzato nel progetto di partenza.

5,5 ulteriori soluzioni

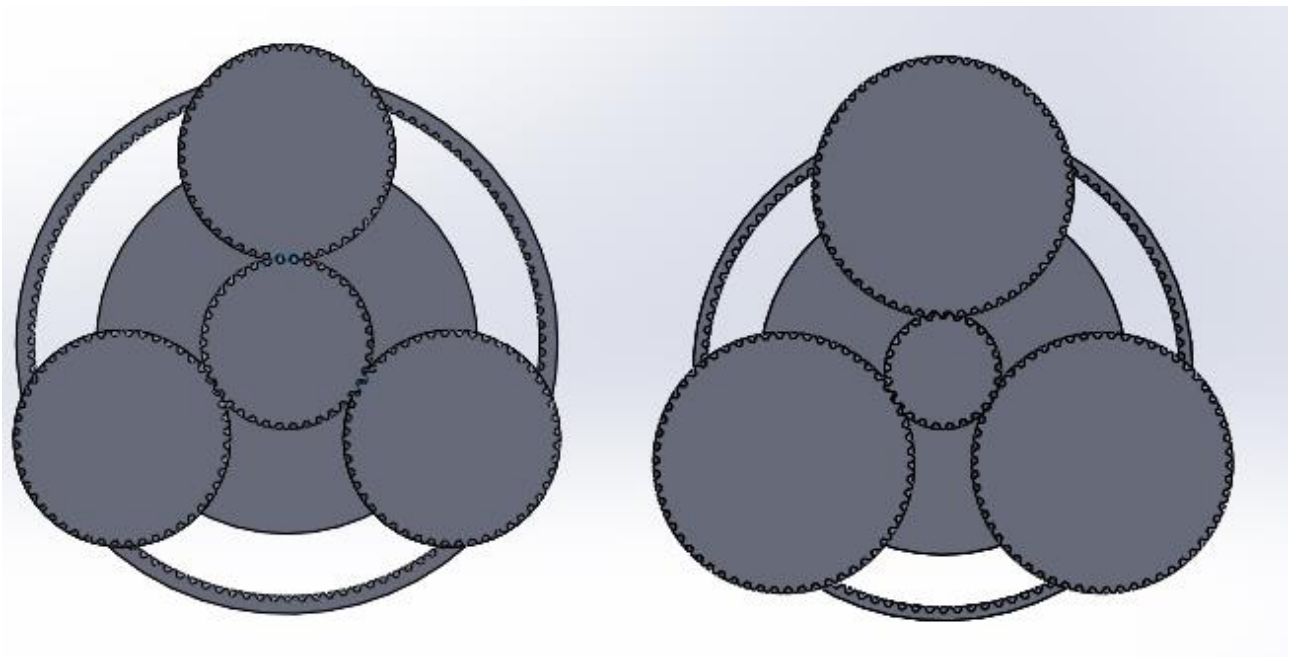
Tenendo in considerazione la possibilità di sfruttare le trasmissioni a cinghia come elementi essenziali per coprire gli interassi, è possibile realizzare ulteriori soluzioni da quelle già illustrate.

Per esempio esamino nuovamente la prima soluzione al fine di provare eventuali miglioramenti: in uscita dal motore elettrico avevo una trasmissione a cinghia con rapporto di trasmissione unitario; se invece sfruttassi anche questa trasmissione come una prima riduzione (come infatti avviene con la cinghia in uscita dal riduttore epicicloidale), avrei la possibilità di ridurre ulteriormente le dimensioni del riduttore epicicloidale.

Utilizzando quindi una prima trasmissione con rapporto di trasmissione pari a 1 a 2, è possibile realizzare un riduttore epicicloidale che riduce la velocità di 5 volte anziché 10 volte come fatto fino ad ora. Con questo cambiamento è possibile procedere in due modi:

- si riducono le dimensioni delle ruote dentate variando opportunamente i rapporti di trasmissione ottenendo così in generale un riduttore più piccolo;
- si mantengono le dimensioni totali del riduttore variando semplicemente i rapporti di trasmissione riuscendo così ad ottenere una struttura più stabile e affidabile.

Optando per il secondo modo di procedere è possibile notare le differenze tra i due riduttori nell'immagine:



Nell'immagine di sinistra è raffigurato il riduttore che riduce la velocità di 5 volte, nell'immagine di destra invece si può vedere il riduttore utilizzato fino ad ora, ovvero quello che riduce la velocità di 10 volte.

La differenza principale si nota nel primo stadio di riduzione: la ruota dentata al centro, solidale con l'albero in ingresso, è molto più grande nel riduttore di sinistra, pertanto il primo stadio di riduzione ha un rapporto di trasmissione meno spinto rispetto al riduttore di destra. Si nota invece che il resto del riduttore è cambiato poco nelle dimensioni, infatti nel complesso è il primo stadio di riduzione che fa la differenza. Questa scelta è motivata dal fatto che la ruota centrale del riduttore di destra è molto piccola e pertanto anche l'albero in ingresso dovrà avere dimensioni molto contenute, ma visti i carichi abbastanza elevati e la richiesta esplicita di mantenere un alto livello di affidabilità, è stato opportuno scegliere di aumentare le dimensioni di quella ruota anziché diminuire le dimensioni di tutte le altre ruote.

Queste considerazioni valgono a livello generale, pertanto considerando gli aspetti positivi del riduttore con rapporto di trasmissione pari ad 1 a 5, premetto che nei prossimi capitoli se ne farà uso, inoltre verrà arricchito di tutti i dettagli

necessari a garantirne il funzionamento; inoltre verranno descritte le procedure che permettono al CAD di progettare adeguatamente le ruote dentate.

5,6 tipo di riduttore epicicloidale

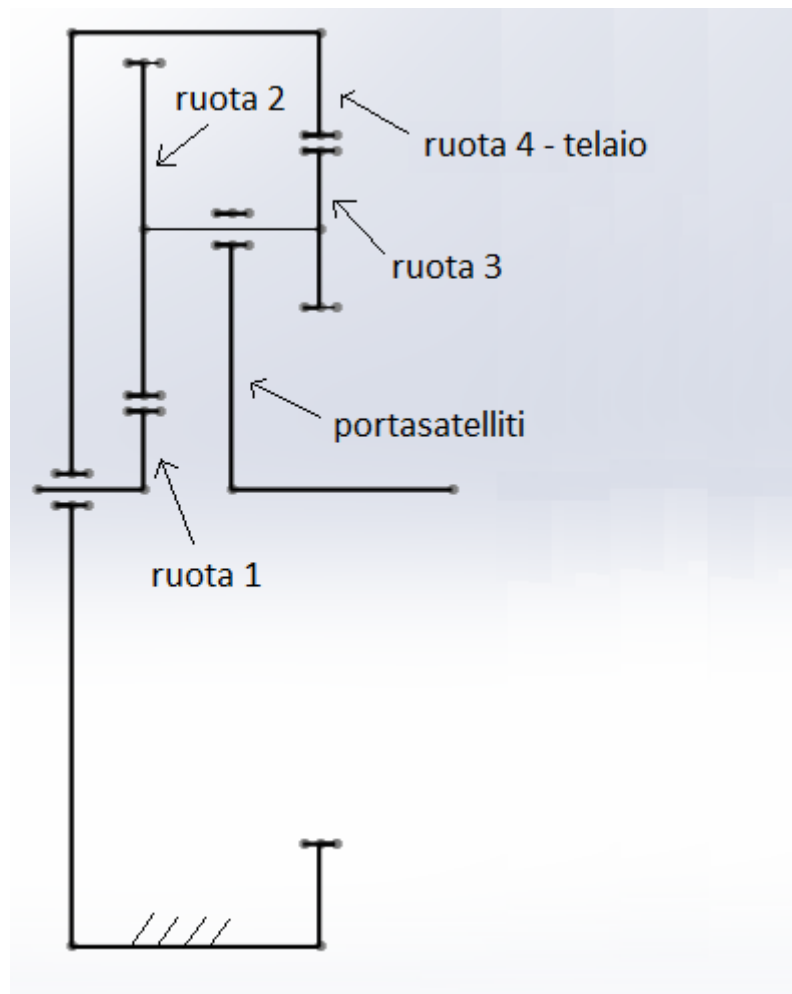
Come premesso in questo capitolo, ora descrivo in maniera più dettagliata i componenti principali ed il funzionamento del riduttore epicicloidale con rapporto di trasmissione pari ad 1 a 10. Come detto in precedenza, le soluzioni illustrate in questo capitolo non sono state approfondite, ma solo abbozzate, pertanto anche il riduttore risulta essere povero di dettagli.

Faccio queste considerazioni per permettere di comprendere le scelte fatte nel caso si decida di sviluppare in futuro una delle soluzioni presentate in questo capitolo.

Il modello di riduttore epicicloidale adottato prevede:

- due stadi di riduzione, necessari a garantire un rapporto di trasmissione molto spinto;
- il portasatelliti come albero in uscita;
- la corona (ruota dentata interna) come telaio.

Il modello è rappresentato in figura:



I parametri rispettati nella progettazione del riduttore sono:

- rapporto di trasmissione pari a circa 1 a 10;
- ruote con raggio non minore di 12 mm;
- diametro totale non superiore a 150 mm.

A seguito di queste considerazioni, è ovvio che, per garantire un rapporto di trasmissione molto spinto, bisogna mantenere più piccole possibili le ruote 1 e 3 illustrate; inoltre, considerando un eventuale rivestimento esterno al riduttore, ovvero un coperchio, è necessario contenere il più possibile le dimensioni delle altre ruote, imponendo per esempio che il riduttore non abbia un raggio superiore a 65 mm.

Dopo aver definito con R_1 R_2 R_3 R_4 i raggi delle primitive rispettivamente delle ruote dentate 1 2 3 4, i parametri di progetto illustrati sopra possono essere

tradotti in un sistema matematico di 3 equazioni:

- $(R2/R1) * (R4/R3) = 10$;
- $R4 = R3 + R2 + R1$;
- $R1 + 2 * R2 < 65$.

Dopo aver in realtà esaminato più soluzioni, che qui non riporto, definisco i valori adottati nella risoluzione del problema:

suppongo che $R1 = R3 = 12,5$ mm, ovvero impongo che le ruote 1 e 3 siano molto piccole, vicino al limite minimo ipotizzato; dalla risoluzione del sistema ottengo come risultati: $R2 = 29$ mm, $R4 = 54$ mm (ovviamente i valori sono approssimati a numeri interi per semplice comodità);

in definitiva:

- $R1 = 12,5$ mm;
- $R2 = 29$ mm;
- $R3 = 12,5$ mm;
- $R4 = 54$ mm;

grazie a questi valori si ottiene un rapporto di trasmissione totale circa pari a:

$$(R2/R1) * (R4/R3) = 10,02.$$

Per la realizzazione delle ruote dentate, ho fatto uso di una finzione di SolidEdge v18, che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto, nel rispetto di alcuni vincoli:

- mantenere un coefficiente di sicurezza dal pitting circa pari al valore 1;
- mantenere un coefficiente di sicurezza contro la rottura del dente ad un valore circa superiore a 4;

anche il calcolo dei coefficienti di sicurezza viene eseguito da SolidEdge v18.

Dopo questa premessa, riporto le tabelle con i valori di progetto adottati nella realizzazione del primo e del secondo stadio di riduzione e le ruote dentate generate da SolidEdge v18:

- primo stadio di riduzione

Spur Gearing Component Wizard : 2

File Clipboard Tools Help

Strength Calculate Finish

Geometry Dimensions Tolerances Load Preview

Basic Parameters

Desired Gear Ratio: 2.32

Actual Gear Ratio: 2.32 0 %

Number of Teeth: 25 58

Pressure Angle: α 20

Helix Angle: β 20 Right

Module: m 1 mm

Center Distance: aw 44.163 mm

Unit Tooth Sizes

Addendum: a* 0.6

Clearance: c* 0.157

Root Fillet: 0.239

Facewidth

Facewidth: 23 20 mm

Facewidth Ratio: 0.7518 0.324

Contact Ratio: 3.1426

Unit Corrections

Unit Correction: 0.1 -0.1

Total Unit Correction: 0

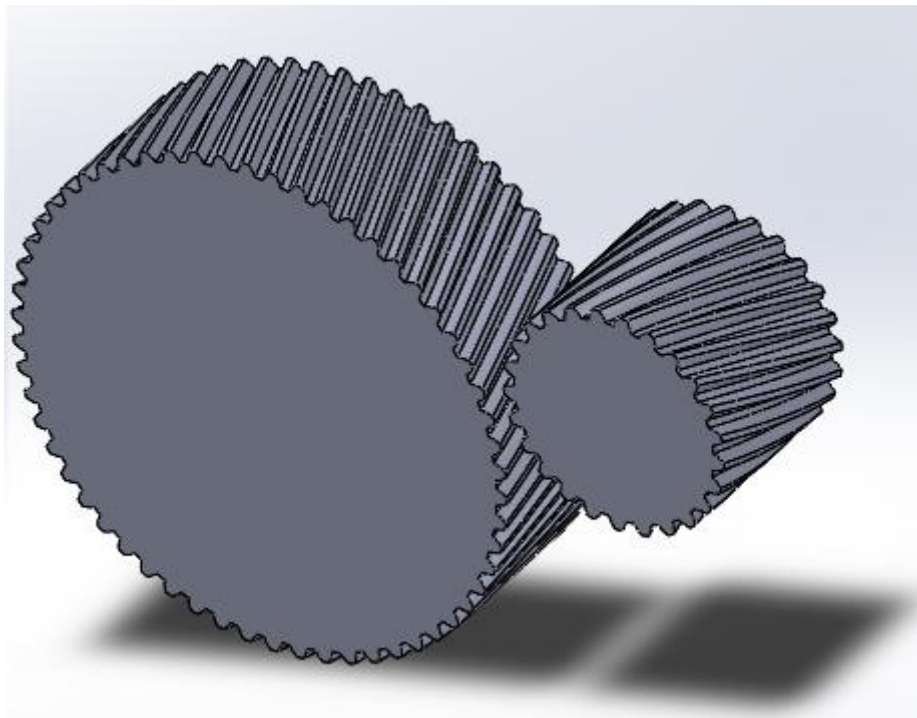
Without Tapering: -0.1646 -1.2358

Without Undercut: -1.1356 -3.4262

Allowed Undercut: -1.2355 -3.5261

Outside Tooth Thickness: 1.1025 1.131

Addendum Truncation: 0 0



Il rapporto di trasmissione ottenuto a seguito dell'ingranamento delle due ruote vale circa 1 a 2,32; in questo caso sono state scelte ruote a denti elicoidali che consentono una miglior trasmissione del moto e permettono di ripartire il carico in maniera più uniforme sui denti poichè il primo contatto ed il rilascio tra i

denti avviene in maniera graduale, tuttavia si ha come svantaggio la generazione di una spinta assiale tra le due ruote che deve essere opportunamente equilibrata dal carter.

- Secondo stadio di riduzione:

Spur Gearing Component Wizard : 1

File Clipboard Tools Help

Strength Calculate Finish


Geometry | Dimensions | Tolerances | Load


Basic Parameters


Desired Gear Ratio: 4.32

Actual Gear Ratio: 4.32 0 %

Number of Teeth: 25 / 108

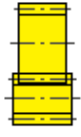
Pressure Angle: α 20 

Helix Angle: β 20 Left 

Module: m 1 mm 

Center Distance: aw 43.856 mm

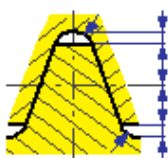
Facewidth

Facewidth: 18 / 28 mm 

Facewidth Ratio: 0.6766 / 0.1566

Contact Ratio: 2.9255

Unit Tooth Sizes

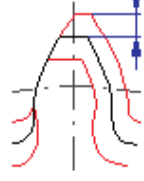
Addendum: a* 0.6 

Clearance: c* 0.157

Root Fillet: 0.239

Unit Corrections

Unit Correction: 0.25 / 0.05

Total Unit Correction: 0.3 

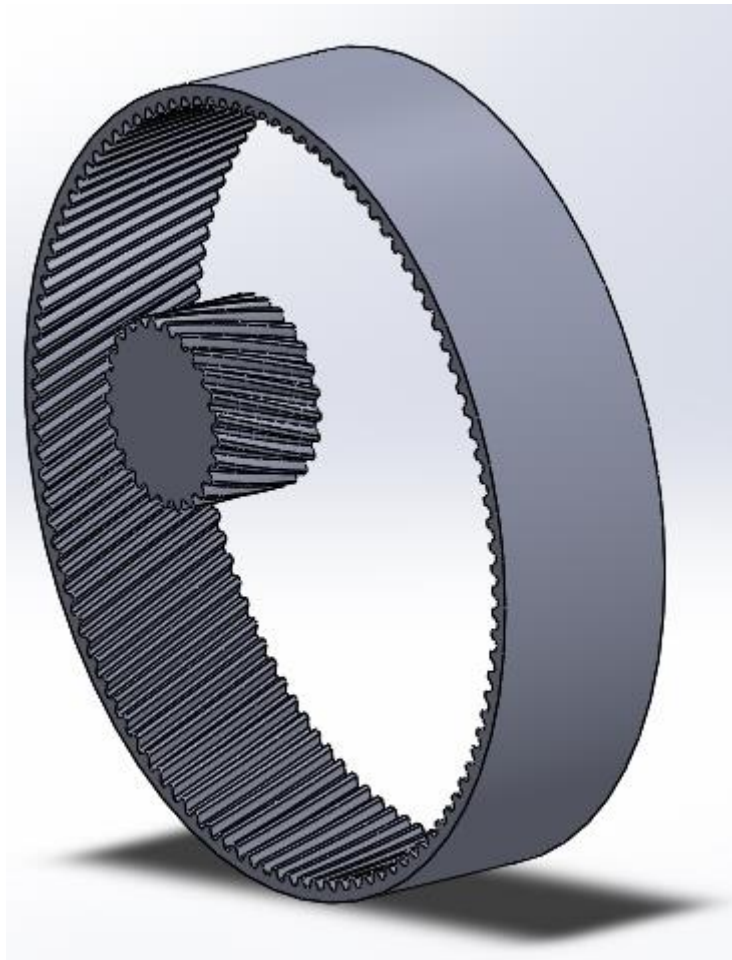
Without Tapering: -0.1646 / -2.8424

Without Undercut: -1.1356 / -6.8968

Allowed Undercut: -1.2355 / -6.9968

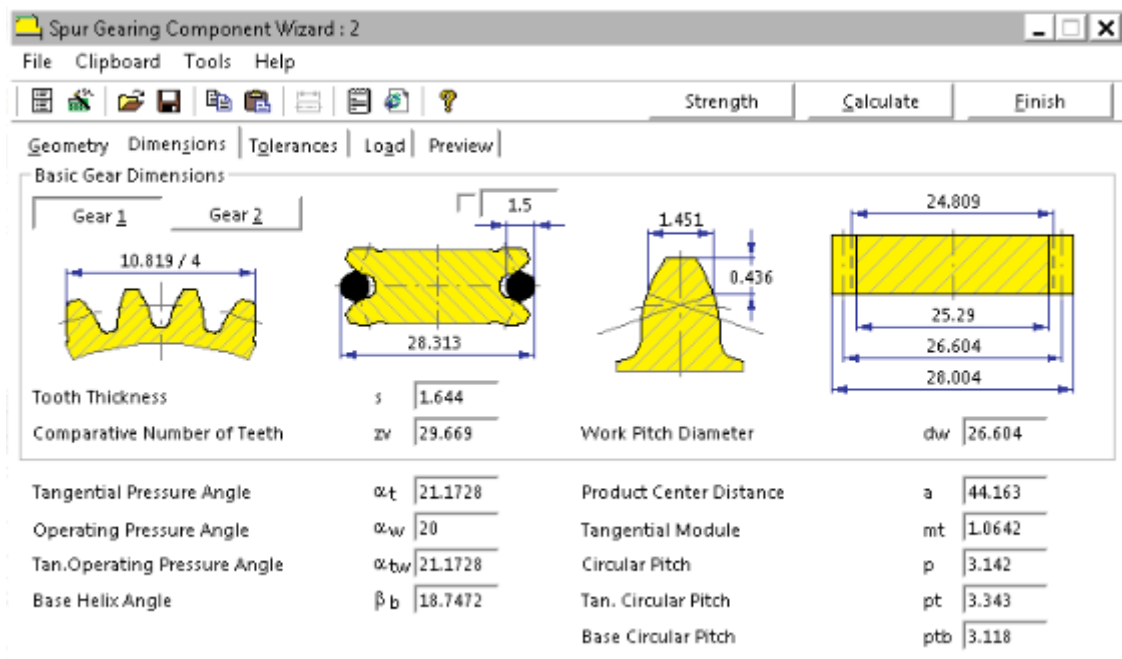
Outside Tooth Thickness: 1.0743 / 1.0828

Addendum Truncation: 0 / 0

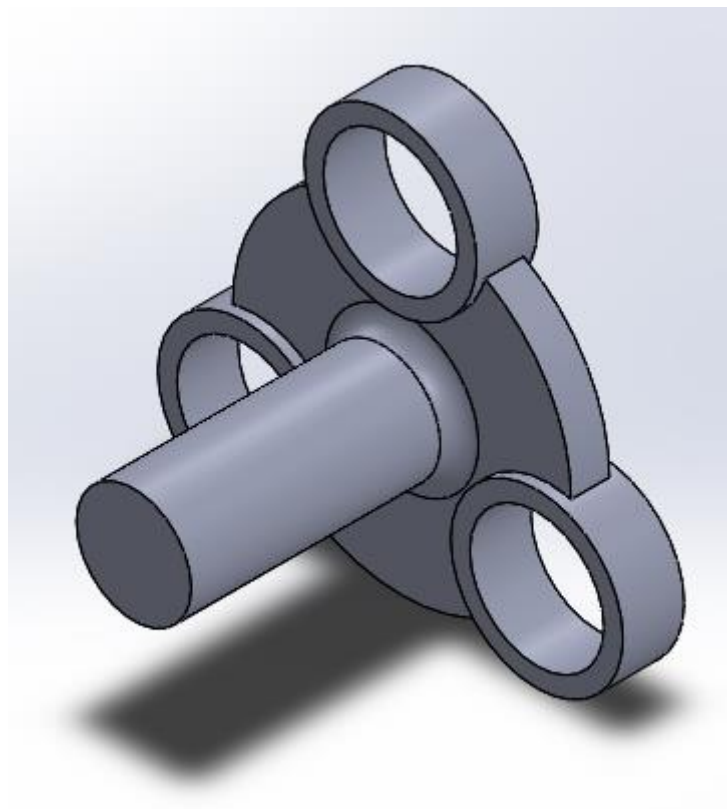


Il rapporto di trasmissione ottenuto a seguito dell'ingranamento delle due ruote vale circa 1 a 4,32; anche in questo caso sono state scelte ruote a denti elicoidali.

Infine L'albero in uscita dal riduttore è costituito dal portasatelliti: questo elemento è stato realizzato con l'unico vincolo di rispettare i parametri geometrici; le ruote 2 e 3 sono solidali e concentriche, inoltre l'interasse nel primo stadio di riduzione è lo stesso che si ha nel secondo. E' proprio l'interasse nei due stadi il parametro geometrico principale con cui ho realizzato il portasatelliti. Questo parametro viene fornito da SolidEdge v18 nel momento in cui si definiscono i parametri con cui realizzare le ruote dentate ed in questo caso vale 44,163 mm come si può vedere nell'immagine:



Il portasatelliti costituisce l'albero in uscita dal riduttore, inoltre è stato progettato per consentire l'alloggiamento dei cuscinetti sugli alberi che congiungono le ruote 2 e 3, come si può vedere in figura:



CAPITOLO 6

CARTER UNICO

6,1 nuovo approccio

Tra le varie idee elaborate riguardo al layout del progetto, vado ora a presentare quella ritenuta migliore sotto diversi aspetti e che ora svilupperò fino alla fine di questo elaborato.

Come detto nel capitolo precedente, il componente principale di questo progetto rimane sempre il riduttore epicicloidale, tuttavia il suo posizionamento deve essere definito con maggiore chiarezza.

Il posizionamento del riduttore epicicloidale deve essere tale da rendere l'intera struttura il più compatta possibile, inoltre è necessaria mantenere alta l'affidabilità dell'intero progetto, quindi anche il vincolamento geometrico deve soddisfare determinati criteri di sicurezza.

L'idea è quella di collegare il riduttore epicicloidale col riduttore in uscita dal motore termico tramite una trasmissione a ruote dentate, in modo da rendere l'insieme dei due riduttori molto compatto; inoltre, per soddisfare un buon vincolamento geometrico, ho pensato di unire i due riduttori tramite un unico carter, evitando in questo modo di aggiungere elementi di supporto come il blocchetto centrale illustrato in precedenza.

In generale l'idea è quella di creare una 'scatola chiusa' in cui inserire tutti gli elementi che garantiscono la trasmissione tra i due motori e l'albero elica, renderla compatta e affidabile.

6,2 soluzioni possibili

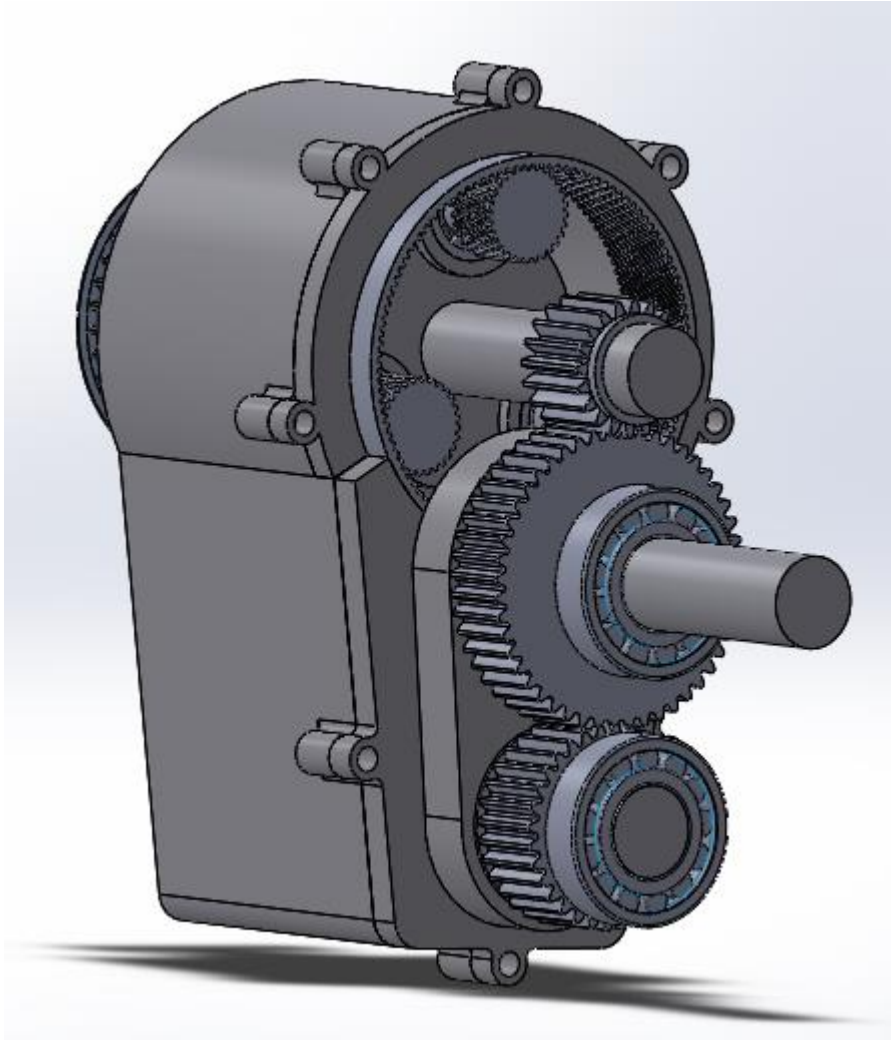
Non sono molti i gradi di libertà su cui poter lavorare in questo nuovo tipo di progetto: la compattezza richiesta da questa soluzione limita molto le scelte nel dimensionamento dei vari elementi.

Esaminiamo quali sono gli elementi da tenere in considerazione:

- riduttore in uscita dal motore termico: è necessario mantenere invariati i parametri geometrici principali come l'interasse tra albero motore ed albero elica ed il rapporto di trasmissione totale del riduttore;
- riduttore epicicloidale: è necessario tenere sempre in considerazione le dimensioni del riduttore il quale dovrà essere il più compatto e meno ingombrante possibile;
- trasmissione tra i due riduttori: al fine di evitare interferenze tra i due riduttori, sarà necessario stabilire un interasse minimo tra gli alberi in uscita dai riduttori; il rapporto di trasmissione è già imposto, infatti una volta progettato il riduttore epicicloidale, la trasmissione a ruote dentate sarà di conseguenza determinata sotto questo aspetto; i parametri di progettazione delle ruote dentate dovranno essere compatibili con le ruote dentate del riduttore in uscita dal motore termico, infatti per consentire un corretto ingranamento è necessario avere stesso modulo e stesse correzioni;
- trasmissione tra motore elettrico e riduttore epicicloidale: dal momento che il riduttore epicicloidale verrà posizionato in prossimità del riduttore in uscita dal motore termico, sarà necessario installare una trasmissione a cinghia per coprire l'interasse creato col motore elettrico; sfruttando questa trasmissione, sarà possibile realizzare un primo stadio di riduzione in modo da rendere più compatto il riduttore epicicloidale.

6,3 layout ricercato

Per maggiore chiarezza ritengo necessario illustrare quello che dovrebbe essere il layout della 'scatola chiusa' che dovrà inglobare gli elementi di trasmissione:



CAPITOLO 7

PRIMA SOLUZIONE

7,1 riduttore a due stadi di riduzione

Seguendo l'idea proposta nel capitolo precedente, ovvero di unire i riduttori con un unico carter, in questo capitolo illustrerò una prima soluzione possibile di quello che potrebbe essere il progetto finale.

Premetto tuttavia che la soluzione presentata in questo capitolo non è la migliore in assoluto, ma è comunque funzionale al progetto; pertanto illustrerò nel dettaglio questa prima soluzione al fine di proporre un'alternativa al progetto principale che illustrerò nei capitoli successivi e che descriverò in maniera ancora più approfondita.

La soluzione che vado a proporvi prevede di affiancare un riduttore di tipo epicicloidale al riduttore in uscita dal motore termico, collegarli tramite una trasmissione a ruote dentate ed racchiudere tutti gli elementi che permettono la trasmissione all'interno di un carter unico.

La caratteristica che contraddistingue questa soluzione dalle altre è che il riduttore epicicloidale è a due stadi di riduzione. Questo elemento è già stato illustrato marginalmente nei capitoli precedenti dove veniva presentato un riduttore funzionale ma non dimensionato nel dettaglio. In questo capitolo invece cercherò di presentare lo stesso riduttore munito di tutti gli elementi che lo rendono effettivamente valido per l'utilizzo.

Dal momento che questa soluzione risulta essere valida nonostante non sia la soluzione consigliata, cercherò di valutare anche i carichi che si genereranno

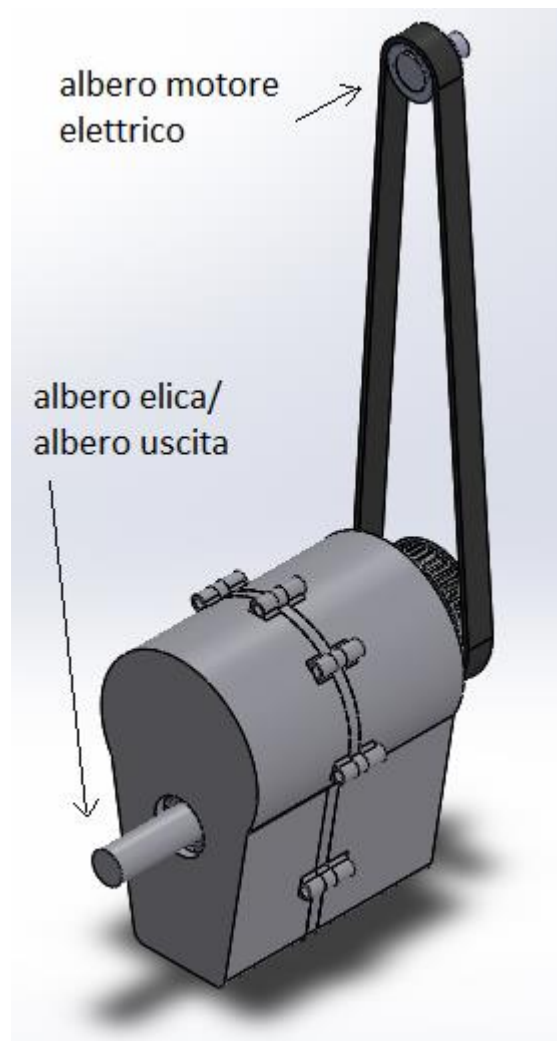
durante il moto dei vari elementi.

Inoltre presenterò un primo tentativo di realizzazione del carter che tuttavia non sarà munito di tutti i dettagli necessari al vincolamento geometrico con l'aereo, ma sarà tuttavia molto simile a quello che potrebbe essere un carter effettivamente funzionale per l'occasione.

Infine farò le simulazioni necessarie a verificare la resistenza del carter caricandolo con le forze che si generano durante il moto dei vari elementi.

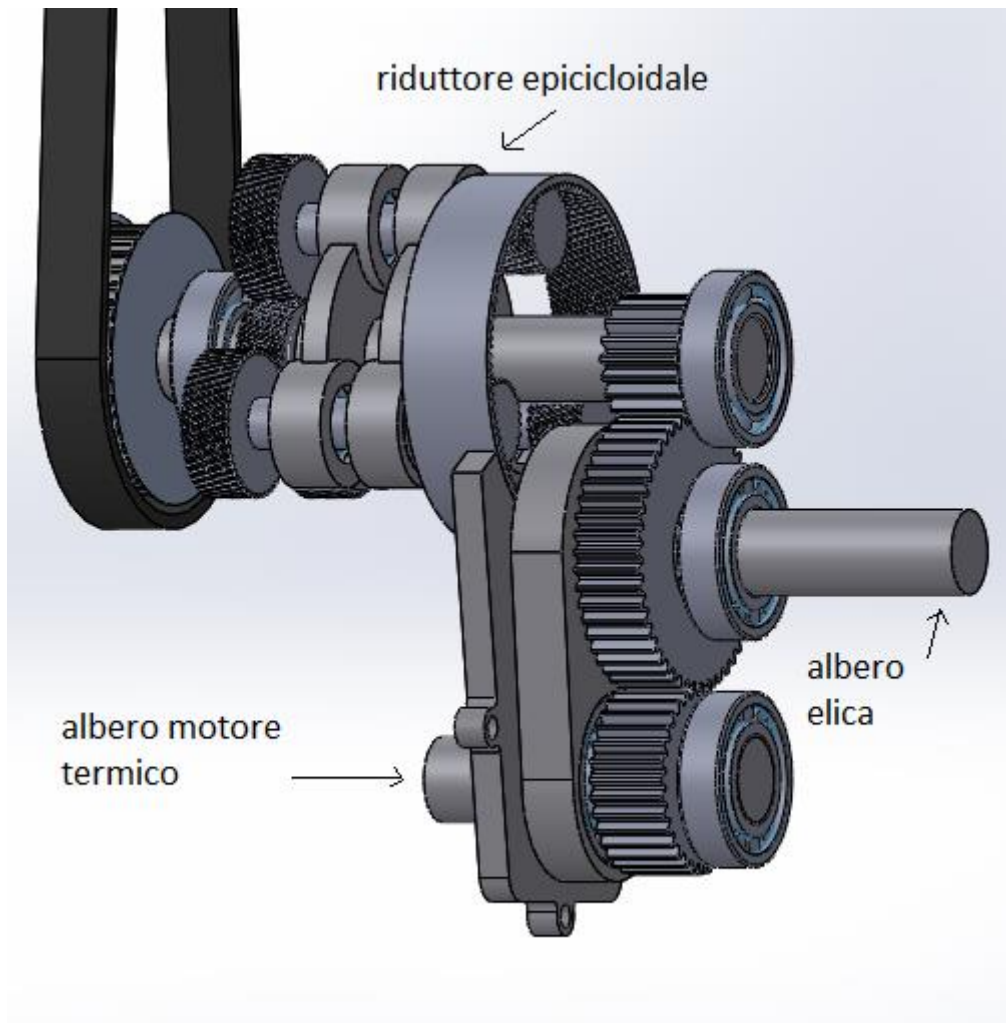
7,2 layout

Descrivo di seguito il layout di questa soluzione, poi in seguito mi soffermerò sui componenti principali e li descriverò in modo più approfondito.



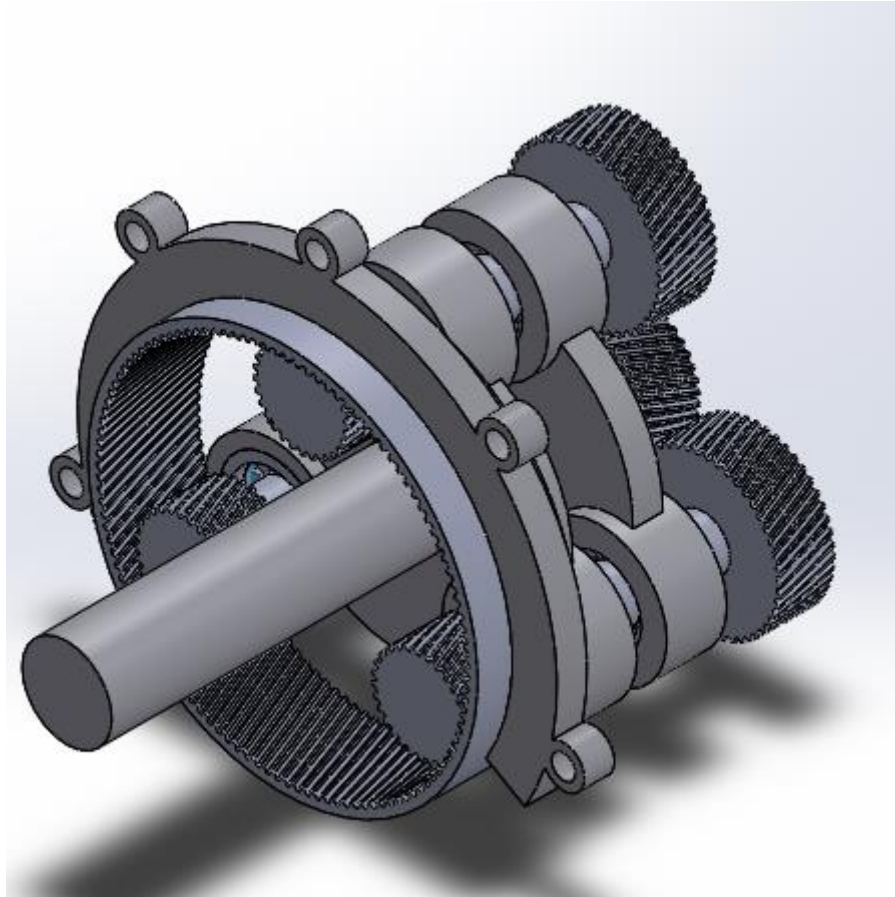
Nella figura è riportato l'insieme dei riduttori racchiusi all'interno del coperchio il quale è ben visibile nell'immagine e nasconde l'intera trasmissione; inoltre è possibile vedere la trasmissione a cinghia che permette di collegare il motore elettrico con il riduttore; si nota infine l'albero in uscita ovvero l'albero elica il quale è solo abbozzato dal momento che il modo di trasmettere il moto all'albero elica al momento non è importante, tuttavia dovrebbe essere tramite un millerighe.

Riporto in seguito il progetto senza il coperchio in modo da mostrare i componenti al suo interno e in particolare la loro disposizione:



Partendo dall'alto verso il basso:

- in uscita dal motore elettrico ho una trasmissione a cinghia: questa trasmissione è stata mantenuta inalterata (a meno dell'interasse) rispetto il progetto di partenza: infatti questa trasmissione ha lo scopo di coprire l'interasse tra l'albero in uscita dal motore elettrico e l'albero in ingresso del riduttore epicicloidale; inoltre permette di ridurre la velocità dai 60000 rpm in uscita dal motore elettrico fino ai 30000 rpm;
- collegato alla cinghia è installato il riduttore epicicloidale di cui riporto l'immagine di seguito per poterne consentire il riconoscimento all'interno dell'assieme:



il riduttore è di tipo epicicloidale e verrà descritto nel dettaglio in seguito;

- in uscita dal riduttore epicicloidale ho una serie di ingranaggi: le due ruote dentate in basso sostituiscono il riduttore in uscita dal motore termico utilizzato fino ad ora infatti permette di ridurre la velocità dai 6000 rpm in uscita dal motore termico fino ai 2500 rpm sull'albero elica; l'ingranamento tra la ruota dentata in uscita del riduttore epicicloidale e la ruota dentata solidale all'albero elica permette invece di ridurre ulteriormente la velocità in uscita dal riduttore epicicloidale fino ai 2500 rpm dell'albero elica; inoltre permette di coprire l'interasse rimanente.

Infine analizzo la trasmissione:

riepilogando i dati fin qui elaborati si può notare che il motore elettrico e quello termico possono lavorare in simultanea:

- la velocità del motore elettrico passa da 60000 rpm a 2500 rpm dal momento che il riduttore epicicloidale, la trasmissione a cinghia e l'ingranamento in uscita al riduttore epicicloidale consentono di trasmettere il moto dall'albero del motore elettrico direttamente all'albero elica;
- la velocità del motore termico passa da 6000 rpm a 2500 rpm dal momento che l'ingranamento in basso consente di trasmettere il moto dall'albero del motore termico direttamente all'albero elica pertanto sull'albero elica abbiamo la potenza fornita dal motore termico che vale circa 102 KW e quella fornita dal motore elettrico che vale circa 50 KW;

sulla base di queste semplici considerazioni, il moto in condizione di regime è garantito.

7,3 trasmissione a cinghia

La trasmissione a cinghia è essenziale in questo progetto per coprire l'ampio interasse tra motore elettrico e la 'scatola' contenente gli organi di riduzione. Esaminando il progetto di partenza e valutando quindi la distanza tra albero del motore termico e albero del motore elettrico, posso definire l'interasse da coprire tra l'albero del motore elettrico e l'albero di ingresso del riduttore epicicloidale. Sarà quindi necessario dimensionare una trasmissione a cinghia con interasse di 416 mm.

Sfruttando al meglio questa trasmissione a cinghia obbligatoria, è possibile generare un primo stadio di riduzione. Il vincolo da rispettare riguarda le dimensioni della puleggia più grande: aumentando le dimensioni della puleggia in ingresso al riduttore epicicloidale è possibile aumentare il rapporto di trasmissione, tuttavia una puleggia troppo grande risulta essere ingombrante. La

soluzione migliore è quella di utilizzare una puleggia che non superi in dimensioni il riduttore epicicloidale, ma che sia il più grande possibile in modo da aumentare il più possibile il rapporto di trasmissione in questo primo stadio. Per comodità ho utilizzato come puleggia piccola quella utilizzata nel progetto di partenza; la puleggia grande invece suppongo abbia un diametro doppio rispetto la puleggia piccola in modo da avere un primo stadio con rapporto di trasmissione pari ad 1 a 2. In questo modo la puleggia grande risulta essere di dimensioni notevoli ma comunque risulta avere un diametro inferiore al riduttore epicicloidale.

Dopo questa considerazione posso dire che la velocità in ingresso al riduttore epicicloidale risulta essere di 30000 rpm.

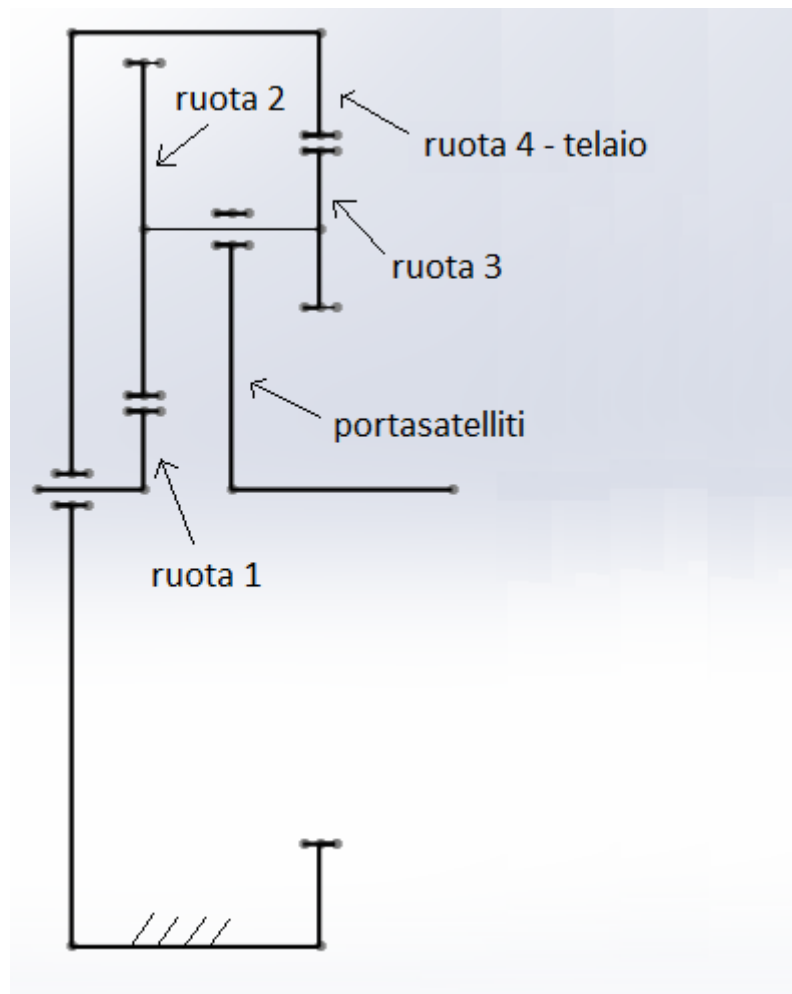
7,4 tipo di riduttore epicicloidale

Come premesso in questo capitolo, ora descrivo in maniera più dettagliata i componenti principali ed il funzionamento del riduttore epicicloidale con rapporto di trasmissione pari ad 1 a 5.

Il modello di riduttore epicicloidale adottato prevede:

- due stadi di riduzione, necessari a garantire un rapporto di trasmissione molto spinto;
- il portasatelliti come albero in uscita;
- la corona (ruota dentata interna) come telaio.

Il modello è rappresentato in figura:



I parametri rispettati nella progettazione del riduttore sono:

- rapporto di trasmissione pari a circa 1 a 5;
- ruote con raggio non minore di 12 mm;
- diametro totale non superiore a 150 mm.

A seguito di queste considerazioni, è ovvio che, per garantire un rapporto di trasmissione molto spinto, bisogna mantenere più piccole possibili le ruote 1 e 3 illustrate; inoltre, considerando un eventuale rivestimento esterno al riduttore, ovvero un coperchio, è necessario contenere il più possibile le dimensioni delle altre ruote, imponendo per esempio che il riduttore non abbia un raggio superiore a 60 mm.

Dopo aver definito con R_1 R_2 R_3 R_4 i raggi delle primitive rispettivamente delle ruote dentate 1 2 3 4, i parametri di progetto illustrati sopra possono essere

tradotti in un sistema matematico di 3 equazioni:

- $(R2/R1) * (R4/R3) = 5$;
- $R4 = R3 + R2 + R1$;
- $R1 + 2 * R2 < 60$.

Dopo aver in realtà esaminato più soluzioni, che qui non riporto, definisco i valori adottati nella risoluzione del problema:

suppongo che $R1 = 19$ mm, $R2 = 24$ mm, $R3 = 14,5$ mm ; dalla risoluzione del sistema ottengo: $R4 = 57,5$ mm (ovviamente i valori sono approssimati per semplice comodità);

in definitiva:

- $R1 = 19$ mm;
- $R2 = 24$ mm;
- $R3 = 14,5$ mm;
- $R4 = 57,5$ mm;

grazie a questi valori si ottiene un rapporto di trasmissione totale circa pari a:

$$(R2/R1) * (R4/R3) = 5,008.$$

Per la realizzazione delle ruote dentate, ho fatto uso di una funzione di SolidEdge v18, che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto, nel rispetto di alcuni vincoli:

- mantenere un coefficiente di sicurezza dal pitting circa pari al valore 1;
- mantenere un coefficiente di sicurezza contro la rottura del dente ad un valore circa superiore a 4;

anche il calcolo dei coefficienti di sicurezza viene eseguito da SolidEdge v18.

Dopo questa premessa, riporto le tabelle con i valori di progetto adottati nella realizzazione del primo e del secondo stadio di riduzione e le ruote dentate generate da SolidEdge v18:

- primo stadio di riduzione

Spur Gearing Component Wizard : 1

File Clipboard Tools Help

Strength Calculate Finish

Geometry Dimensions Tolerances Load Preview

Basic Parameters

Desired Gear Ratio: 1.2632

Actual Gear Ratio: 1.2632 0 %

Number of Teeth: 38 / 48

Pressure Angle: α 20

Helix Angle: β 20 Right

Module: m 1 mm

Center Distance: aw 45.453 mm

Facewidth

Facewidth: 18 mm

Facewidth Ratio: 0.4451 / 0.3524

Contact Ratio: 2.9807

Unit Tooth Sizes

Addendum: a^* 0.6

Clearance: c^* 0.157

Root Fillet: 0.239

Unit Corrections

Unit Correction: -0.15 / -0.15

Total Unit Correction: -0.3

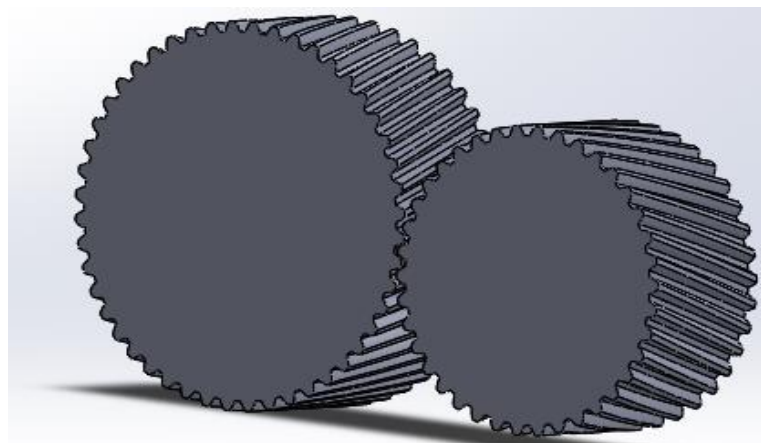
Without Tapering: -0.5895 / -0.9133

Without Undercut: -2.0379 / -2.7321

Allowed Undercut: -2.1379 / -2.832

Outside Tooth Thickness: 1.1387 / 1.1386

Addendum Truncation: 0.007 / 0.007



Il rapporto di trasmissione ottenuto a seguito dell'ingranamento delle due ruote vale circa 1 a 1,26; in questo caso sono state scelte ruote a denti elicoidali che consentono una miglior trasmissione del moto e permettono di ripartire il carico in maniera più uniforme sui denti poichè il primo contatto ed il rilascio tra i denti avviene in maniera graduale, tuttavia si ha come svantaggio la generazione di una spinta assiale tra le due ruote che deve essere opportunamente equilibrata dal carter.

- Secondo stadio di riduzione:

Spur Gearing Component Wizard : 1

File Clipboard Tools Help

Strength Calculate Finish


Geometry | Dimensions | Tolerances | Load


Basic Parameters


Desired Gear Ratio: 3.9655

Actual Gear Ratio: 3.9655 0 %

Number of Teeth: 29 115

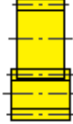
Pressure Angle: α 20 

Helix Angle: β 20 Left 

Module: m 1 mm 

Center Distance: aw 46.053 mm

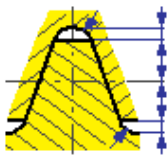
Facewidth

Facewidth: 21 33 mm 

Facewidth Ratio: 0.6805 0.1716

Contact Ratio: 3.316

Unit Tooth Sizes

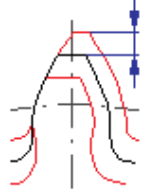
Addendum: a^* 0.6 

Clearance: c^* 0.157

Root Fillet: 0.239

Unit Corrections

Unit Correction: -0.13 -0.17

Total Unit Correction: -0.3 

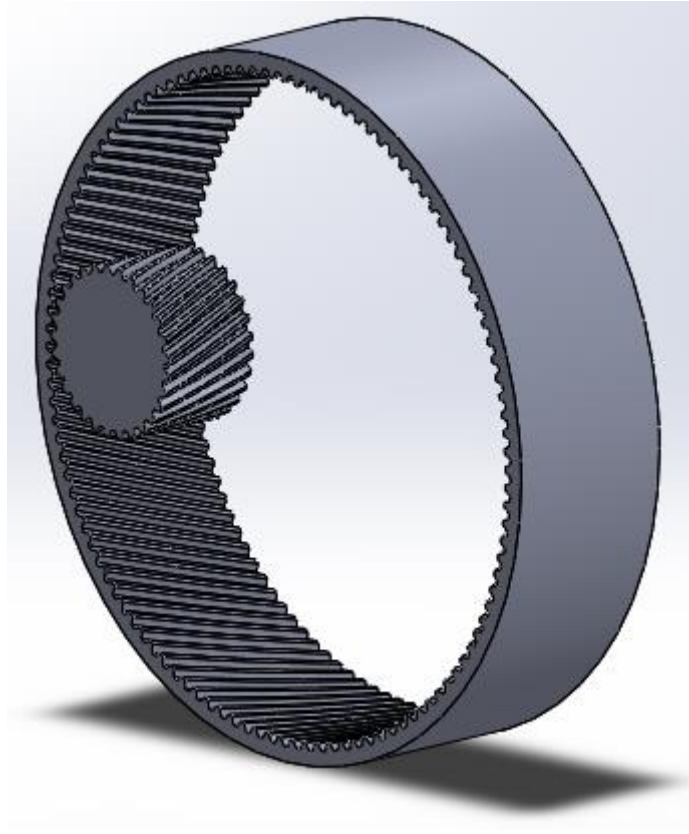
Without Tapering: -0.2962 -3.067

Without Undercut: -1.4132 -7.3827

Allowed Undercut: -1.5132 -7.4826

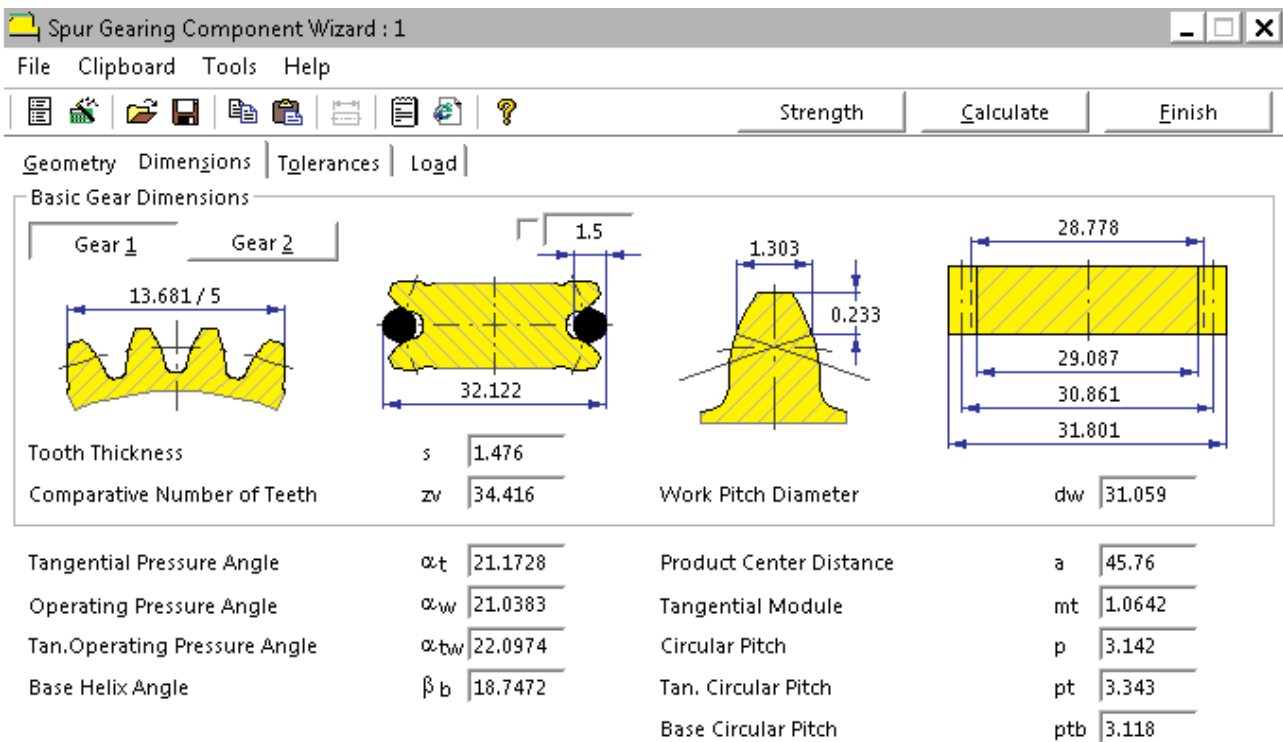
Outside Tooth Thickness: 1.1317 0.7467

Addendum Truncation: 0 0

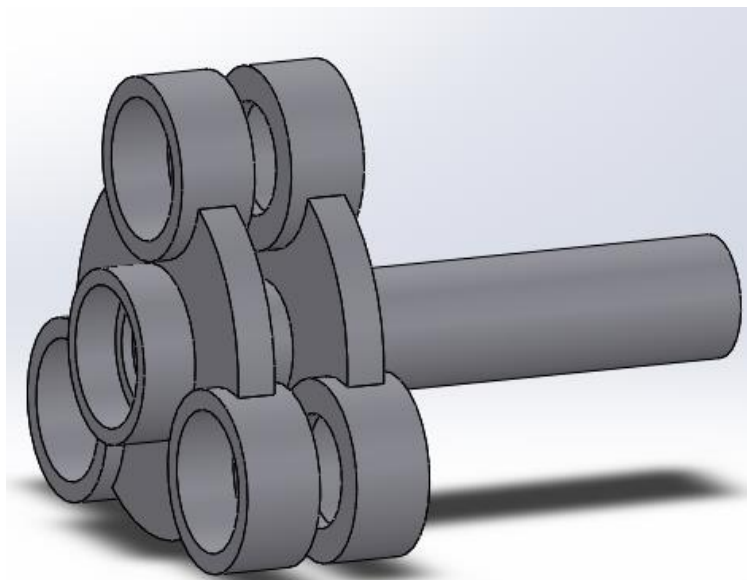


Il rapporto di trasmissione ottenuto a seguito dell'ingranamento delle due ruote vale circa 1 a 3,96; anche in questo caso sono state scelte ruote a denti elicoidali.

Infine L'albero in uscita dal riduttore è costituito dal portasatelliti: questo elemento è stato realizzato nel rispetto dei parametri geometrici; le ruote 2 e 3 sono solidali e concentriche, inoltre l'interasse nel primo stadio di riduzione è lo stesso che si ha nel secondo. E' proprio l'interasse nei due stadi il parametro geometrico principale con cui ho realizzato il portasatelliti. Questo parametro viene fornito da SolidEdge v18 nel momento in cui si definiscono i parametri con cui realizzare le ruote dentate ed in questo caso vale 45,76 mm come si può vedere nell'immagine:



Il portasatelliti costituisce l'albero in uscita dal riduttore, inoltre è stato progettato per consentire l'alloggiamento dei cuscinetti sugli alberi che congiungono le ruote 2 e 3, come si può vedere in figura:



Il portasatelliti è stato progettato in modo da assorbire tutti i carichi radiali che si scambiano le ruote dentate del riduttore epicicloidale durante il moto; la

struttura nel complesso è infatti massiccia e sovradimensionata dal momento che questo elemento deve sopportare la maggior parte delle forze in gioco. La forma del portasatelliti inoltre è tale da impedire oscillazioni di qualunque tipo degli alberi che collegano le ruote 2 e 3 infatti l'insieme del portasatelliti e di questi alberi risulta essere una volta iperstatico radialmente.

Inoltre è possibile notare che il portasatelliti consente l'alloggiamento dei cuscinetti i quali risultano essere di notevoli dimensioni in rapporto alle dimensioni del portasatelliti a causa dei carichi elevati in gioco; si nota anche la presenza di un alloggiamento centrale per un cuscinetto che dovrà sopportare carichi assiali, la cui funzione risulta essere comprensibile solo osservando tutto il progetto nel suo insieme, infatti questo cuscinetto permette di vincolare assialmente il riduttore epicicloidale al coperchio.

Come detto in precedenza il portasatelliti costituisce l'albero in uscita del riduttore epicicloidale, tuttavia qui è povero di dettagli che mostrino come sia collegato con la ruota dentata in uscita, anche se questo collegamento dovrebbe avvenire tramite chiavetta o linguetta.

Dopo queste considerazioni posso dire che la velocità in uscita dal riduttore epicicloidale è stata ridotta a 6000 rpm.

7,5 riduttore in uscita dal motore termico

In questo progetto ho deciso di sostituire il riduttore in uscita dal motore termico con un semplice ingranaggio costituito da due ruote dentate e ho racchiuso il tutto all'interno del carter che riveste anche il riduttore epicicloidale.

I parametri di progetto sono gli stessi che nei lavori precedenti hanno portato alla scelta del riduttore utilizzato in precedenza ovvero:

- vincoli geometrici dovuti all'interasse tra albero motore ed albero elica;

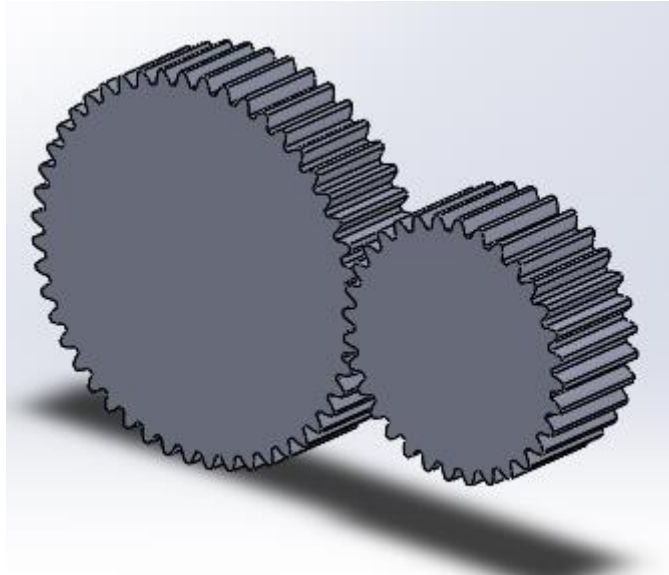
- rapporto di trasmissione adeguato alle circostanze;
- trasmissione di potenza mantenendo alta l'affidabilità.

Esaminando il riduttore utilizzato nel progetto di partenza, ho potuto ricavare i parametri geometrici necessari per garantire il ricoprimento dell'interasse ed il giusto rapporto di trasmissione; per la progettazione delle ruote dentate invece ho fatto uso di una funzione di SolidEdge v18 che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto.

Riporto la tabella con i valori di progetto adottati nella progettazione:

The screenshot shows the 'Spur Gearing Component Wizard : 1' window with the following parameters:

Category	Parameter	Value	Unit
Basic Parameters	Desired Gear Ratio	1.5	
	Actual Gear Ratio	1.5	0 %
	Number of Teeth	32 / 48	
	Pressure Angle	α 20	
	Helix Angle	β 0	Right
	Module	m 2	mm
	Center Distance	aw 79.381	mm
Unit Tooth Sizes	Addendum	a* 0.8	
	Clearance	c* 0.157	
	Root Fillet	0.239	
Facewidth	Facewidth	28 / 25	mm
	Facewidth Ratio	0.3906 / 0.2604	
	Contact Ratio	1.4601	
	Unit Corrections	Unit Correction	-0.15 / -0.15
Unit Corrections	Total Unit Correction	-0.3	
	Without Tapering	-0.1343 / -0.622	
	Without Undercut	-1.0719 / -2.0077	
	Allowed Undercut	-1.2052 / -2.141	
	Outside Tooth Thickness	0.9702 / 0.9775	
Addendum Truncation	0.0093 / 0.0093		



In questo caso ho scelto ruote a denti dritti perchè il rapporto di trasmissione è poco spinto, per cui si riescono ad ottenere facilmente i coefficienti di sicurezza ottimali anche senza dover progettare ruote a denti elicoidali.

La ruota di dimensioni minori è solidale all'albero del motore termico, mentre l'altra è solidale all'albero elica.

Scegliendo poi opportunamente i cuscinetti necessari a garantire il moto degli elementi in questione, questo nuovo riduttore risulta essere molto compatto.

7,6 trasmissione tra riduttore epicicloidale ed albero elica

A differenza dei progetti fino ad ora presentati, in questo caso ho deciso di collegare il riduttore epicicloidale e l'albero elica con un ingranaggio costituito da due ruote dentate e ho racchiuso il tutto all'interno dell'unico carter previsto in questo progetto.

I parametri di progetto devono rispettare diversi vincoli:

- vincoli geometrici dovuti alla disposizione del riduttore epicicloidale che comporta un interasse da coprire tra albero in uscita del riduttore ed albero

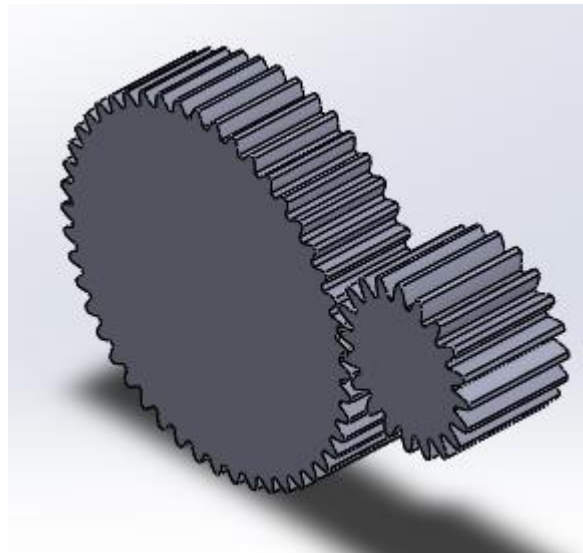
elica;

- rapporto di trasmissione adeguato alle circostanze;
- trasmissione di potenza mantenendo alta l'affidabilità.

La disposizione del riduttore epicicloidale è stata arbitraria: il criterio che ho seguito è stato semplicemente quello di rendere l'insieme della trasmissione il più compatto possibile. Dopo questa considerazione ho potuto identificare l'interasse da coprire con l'ingranaggio; inoltre, esaminando la trasmissione dal motore elettrico fino all'albero in uscita del riduttore epicicloidale, ho potuto stimare il rapporto di trasmissione da garantire.

Per la progettazione delle ruote dentate ho fatto uso di una funzione di SolidEdge v18 che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto.

In questo caso tuttavia ho dovuto prendere in considerazione i parametri di progetto già utilizzati nel riduttore in uscita dal motore termico: la ruota solidale con l'albero elica ingrana infatti con altre due ruote ovvero quella solidale al motore termico e quella solidale al riduttore epicicloidale; per questo motivo nella progettazione di questo ingranaggio è necessario mantenere invariati molti parametri di progetto come il modulo e le correzioni.



Il risultato è un ingranaggio con due ruote a denti dritti come nel caso precedente; a differenza di prima tuttavia varia il rapporto di trasmissione che in questo caso vale 1 a 2,4.

La ruota di dimensioni minori è solidale all'albero in uscita del riduttore epicicloidale, mentre l'altra è solidale all'albero elica.

Scegliendo poi opportunamente i cuscinetti necessari a garantire il moto degli elementi in questione, questo ingranaggio risulta essere molto compatto.

7,7 carter

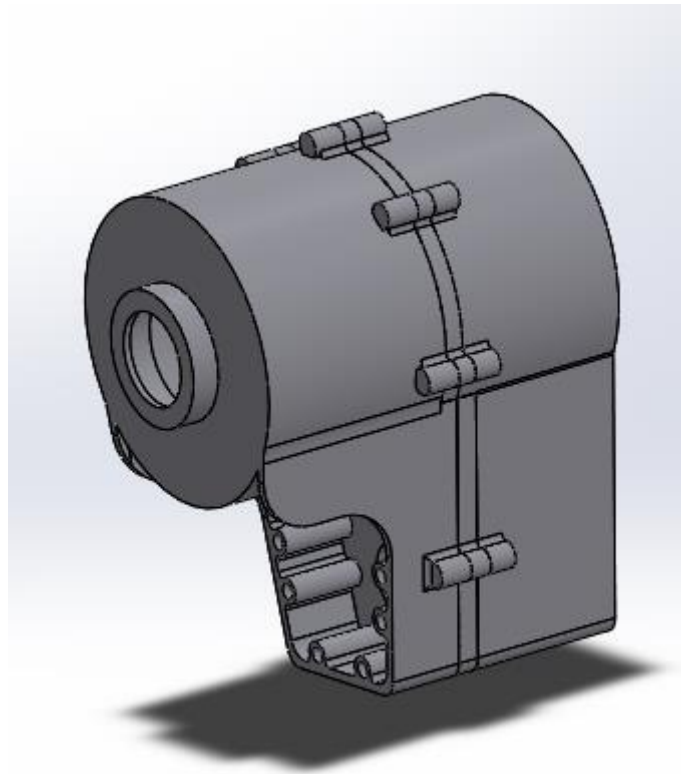
Il carter unico è ciò che contraddistingue maggiormente questa soluzione dalle altre; questa scelta è giustificata per diversi motivi:

- maggior compattezza possibile;
- maggior resistenza nell'interfaccia tra riduttore epicicloidale e riduttore in uscita dal motore termico;
- maggior affidabilità nel complesso;
- minor numero di elementi da montare e montaggio facilitato;
- minor peso.

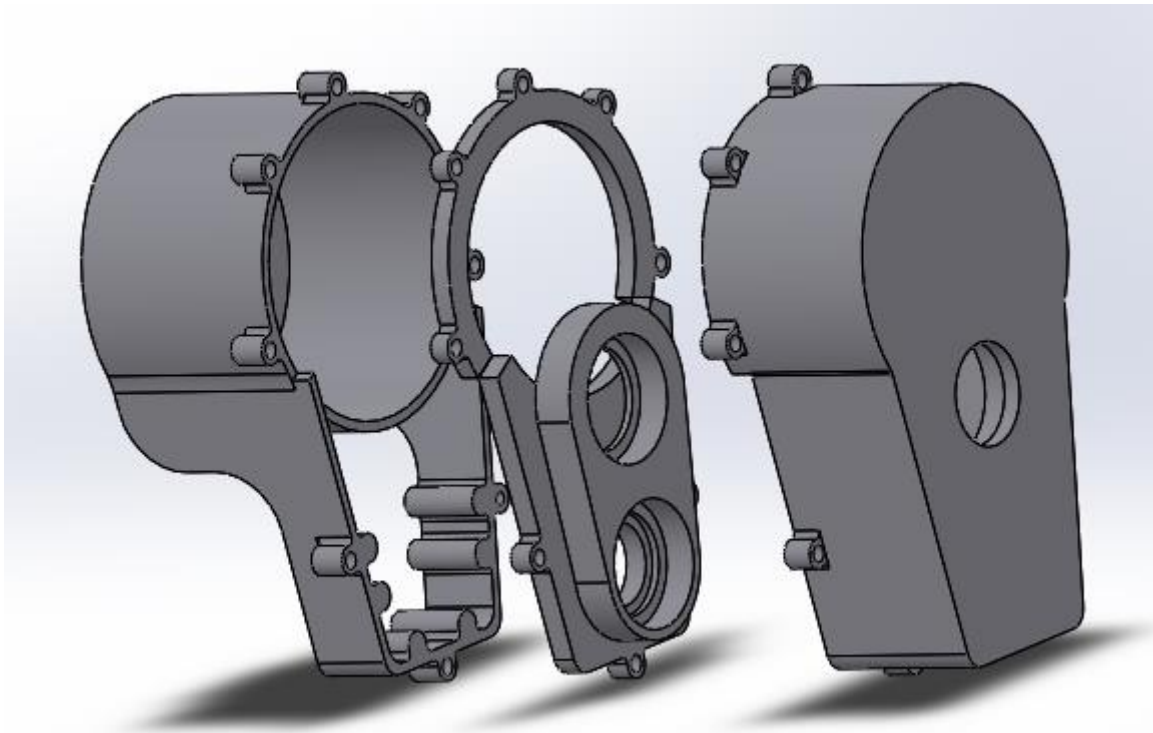
Dopo queste considerazioni ho progettato un carter che potrebbe essere adatto al nostro problema, tuttavia premetto che al momento è povero di dettagli e potrebbe essere migliorato grazie a studi successivi a questo.

Il carter è stato progettato seguendo la forma degli elementi che racchiude al suo interno, inoltre è stato progettato secondo l'idea di realizzare una scatola chiusa che racchiuda al suo interno tutta la trasmissione e che abbia una geometria il più semplice possibile; la semplicità della geometria infatti si traduce in una maggiore semplicità di realizzazione e minor costo possibile.

Il layout proposto è rappresentato in figura:



Il carter è costituito da 4 componenti: due costituiscono di fatto il carter esterno, gli altri due hanno la funzione di facilitare il vincolamento dei componenti interni col carter esterno, inoltre permettono di inserire facilmente i cuscinetti negli alloggiamenti specifici.



Riporto di seguito le immagini dei 4 componenti del carter:

Il montaggio del carter molto semplice, inoltre consente di montare facilmente anche tutti gli elementi al suo interno ovvero il riduttore epicicloidale, le ruote dentate che ingranano con l'albero elica, gli alberi e tutti i cuscinetti necessari a garantire il moto.

In questo capitolo non parlerò dei dettagli riguardanti la realizzazione vera e propria del carter ed il materiale da utilizzare, ma mi limito a presentare dal

punto di vista qualitativo un carter funzionale alle esigenze.

Il carter, come già detto, contiene tutti gli organi di trasmissione tranne la trasmissione a cinghia: questa infatti non ha bisogno di essere protetta dal carter, pertanto rimane all'esterno di esso.

Durante il moto delle ruote dentate si generano dei carichi che si vanno a scaricare sul carter: ognuno dei suoi 4 componenti pertanto deve essere progettato in modo da sopportare questi carichi e rispettare i coefficienti di sicurezza. L'analisi dei carichi e le simulazioni sul carter verranno presentate in seguito questo capitolo.

Seguendo il layout del progetto di partenza, ho deciso di collegare il carter all'aereo in prossimità dell'albero del motore termico; in assenza di dettagli geometrici, ho realizzato una serie di collegamenti bullonati in questa zona che rappresentano semplicemente un possibile vincolamento con il resto dell'aereo.

7,8 analisi dei carichi

Le ruote dentate durante il moto si scambiano delle forze: parte di queste forze viene sfruttata per la trasmissione di potenza, la parte rimanente invece va a scaricarsi a telaio.

Le forze che si scaricano a telaio e che quindi sono da esaminare sono di più tipi:

- forze radiali dovute all'angolo di pressione;
- forze assiali nel caso di ruote a denti elicoidali;
- sull'albero elica agisce un momento giroscopico dovuto al comportamento tipico dei giroscopi dell'elica stessa;
- pretensionamento della cinghia.

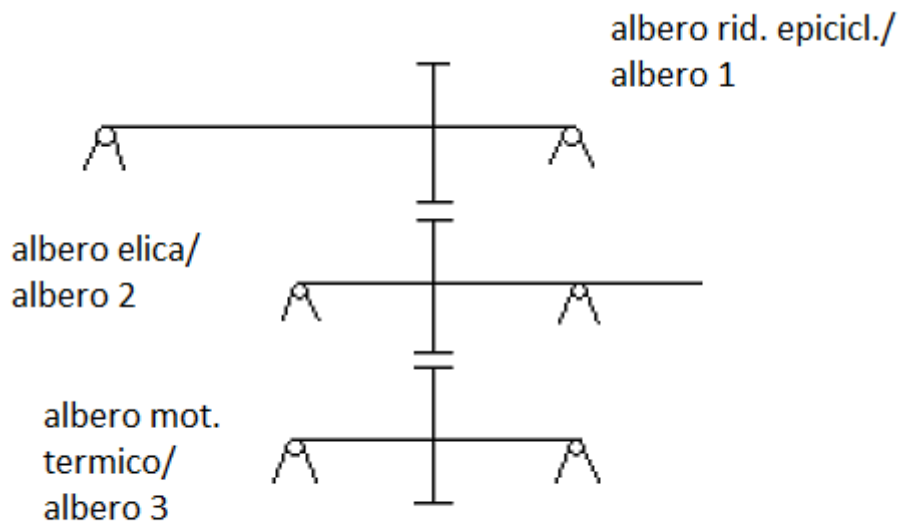
Il momento giroscopico verrà considerato solo nell'equilibrio dei carichi radiali come si potrà vedere in seguito.

Esamino ora i carichi radiali.

Come già detto in precedenza, all'interno del riduttore epicicloidale i carichi radiali vengono assorbiti dal portasatelliti pertanto sul carter non agiscono forze.

Le uniche forze da esaminare sono quelle che si scambiano le ruote dentate a valle del riduttore epicicloidale: ho ruote a denti dritti pertanto le uniche forze da esaminare sono quelle generate dall'angolo di pressione. Inoltre considero in questa analisi anche il pretensionamento della cinghia: secondo uno schema di calcolo proposto dal fornitore della cinghia, il pretensionamento T vale $T=1420N$.

In seguito riporto uno schema che rappresenta in maniera semplificata le tre ruote dentate e i rispettivi alberi in modo da poter delineare uno schema di calcolo semplice da esaminare:



dati del problema:

- albero 1: potenza $P_1 = 50 \text{ KW}$, velocità angolare $W_1 = 6000 \text{ rpm} = 628$

rad/s, angolo di pressione $\alpha=20^\circ$;

- albero 2: velocità angolare $\omega_2=2500 \text{ rpm}= 261,7 \text{ rad/s}$, raggio base della circonferenza primitiva della ruota dentata $r=45,105 \text{ mm}=0,0451 \text{ m}$;
- albero 3: potenza $P_3 =110 \text{ KW}$, velocità angolare $\omega_3=6000 \text{ rpm}= 628 \text{ rad/s}$, angolo di pressione $\alpha=20^\circ$.

Esamino la forza radiale che si scambiano le ruote dentate degli alberi 1 e 2:

coppia agente sull'albero 2: $M_1= P_1/\omega_2 = 191 \text{ Nm}$;

forza risultante agente sull'albero 2: $R_1= M_1/r = 4234,6 \text{ N}$;

forza radiale agente sull'albero 2: $F_1= R_1*\sin(\alpha)= 1448.9 \text{ N}$.

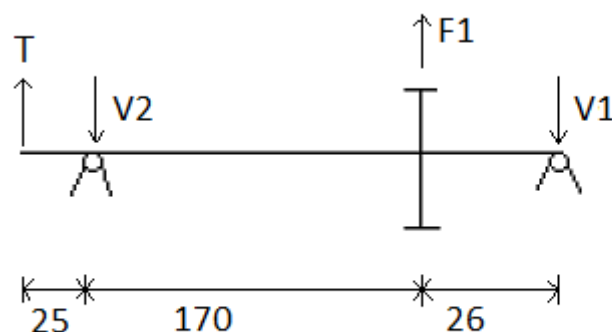
Esamino la forza radiale che si scambiano le ruote dentate degli alberi 3 e 2:

coppia agente sull'albero 2: $M_2= P_3/\omega_2 = 420,38 \text{ Nm}$;

forza risultante agente sull'albero 2: $R_2= M_2/r = 9321 \text{ N}$;

forza radiale agente sull'albero 2: $F_2= R_2*\sin(\alpha)= 3188 \text{ N}$.

Ora esamino le reazioni che il carter esercita sugli alberi; in particolare, dal momento che l'albero 3 è solidale all'aereo, questo risulta essere telaio, mentre gli alberi 1 e 2 sono soggetti alle forze scambiate, pertanto esaminerò le reazioni che il carter esercita sugli alberi 1 e 2.



Esamino ora le reazioni che il carter esercita sull'albero 1:

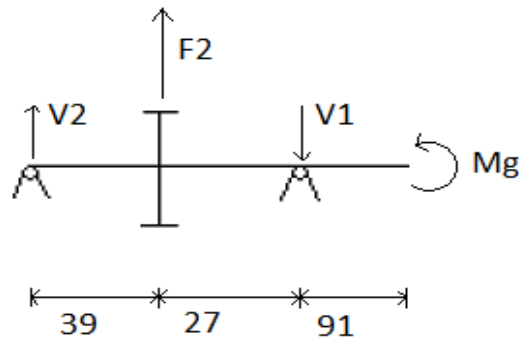
Per ricavare V_1 e V_2 è necessario imporre un sistema di 2 equazioni:

- $V_1 + V_2 = F_1 + T$;
- $T * 0,221 - V_2 * 0,196 + F_1 * 0,026 = 0$.

Risolvendolo si ricavano:

- $V_1 = 1113 \text{ N}$;
- $V_2 = 1794 \text{ N}$.

Esamino ora le reazioni che il carter esercita sull'albero 2:



Come già detto in precedenza sull'albero elica agisce un momento giroscopico dovuto al comportamento tipico dei giroscopi dell'elica stessa; il momento giroscopico che indico come Mg ruota con l'elica, pertanto ora considero solo il caso più sfavorevole a vantaggio di sicurezza.

Il valore di Mg è stato valutato in uno studio precedente, pertanto ne riporto semplicemente il valore numerico: $Mg = 192 \text{ Nm}$.

Per ricavare V_1 e V_2 è necessario imporre un sistema di 2 equazioni:

- $V_1 + V_2 = F_2$;
- $Mg + V_1 * 0,091 - F_2 * 0,118 - V_2 * 0,157 = 0$;

Risolvendolo si ricavano:

- $V_1 = 2759 \text{ N}$;
- $V_2 = 429 \text{ N}$.

Questi valori saranno utili in seguito per eseguire le simulazioni sul carter che verranno proposte in questo capitolo.

Esamino ora i carichi assiali.

Gli unici carichi assiali in gioco sono dovuti alla presenza di ruote dentate a denti elicoidali: durante la trasmissione del moto in questi casi si genera una spinta assiale dovuto all'inclinazione dei denti, pertanto il carter sarà caricato da forze di questo tipo.

Le ruote dentate di questo tipo si trovano tutte all'interno del riduttore epicicloidale pertanto è sufficiente esaminare solo questo elemento.

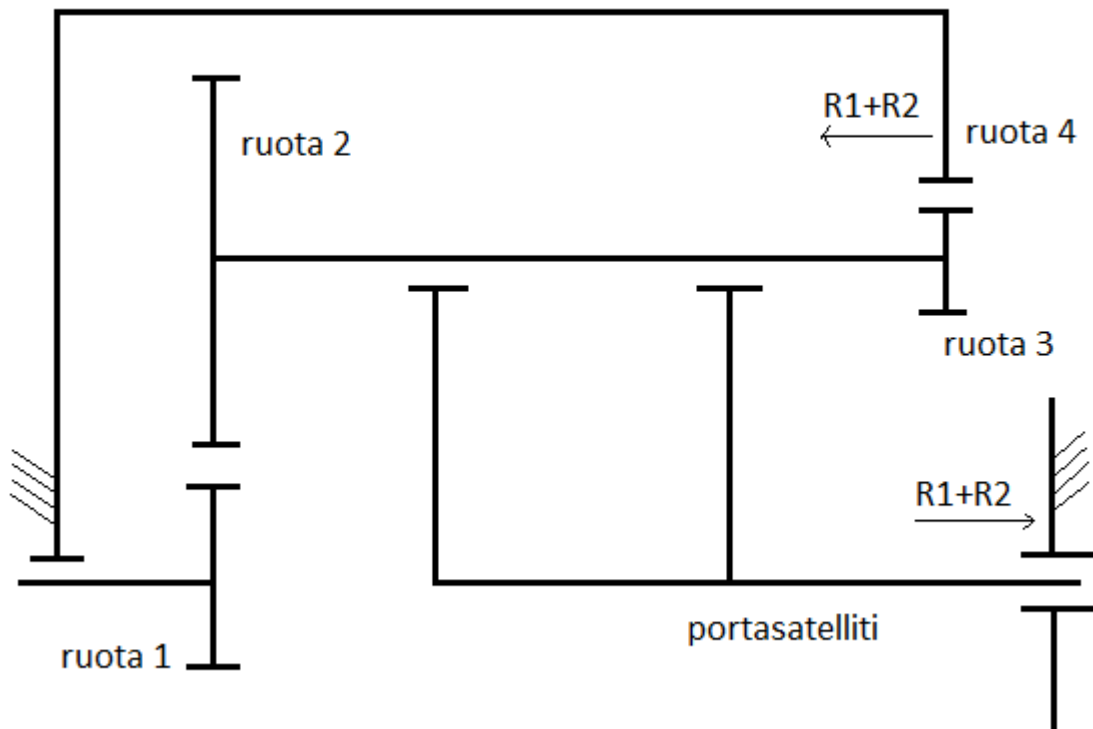
In particolare è necessario esaminare i due stadi di riduzione presi separatamente, in seguito dovrò esaminare se le reazioni che si generano hanno influenza tra di loro: le ruote dentate sono state progettate con elica destra, tuttavia la presenza di una ruota dentata interna rende il problema più complicato da comprendere e quindi è necessario prestare molta attenzione ai versi delle reazioni che si generano sul carter.

Inoltre è necessario prestare molta attenzione ai versi di rotazione delle ruote: a seconda del verso di rotazione della ruota solidale all'albero in ingresso, ovvero la ruota 1, le reazioni possono essere dirette in un verso oppure nel verso opposto.

Detto questo esamino il problema scomponendolo in due casi in base al verso di rotazione della ruota 1.

Suppongo rotazione della ruota 1 orario:

in seguito riporto uno schema che rappresenta in maniera semplificata le ruote dentate e i rispettivi alberi in modo da poter delineare uno schema di calcolo semplice da esaminare:



Esaminando le ruote dentate, tutte progettate con elica destra, tra i vari ingranaggi si generano delle forze assiali:

- la ruota 1 spinge la ruota 2 verso sinistra, oppure vista in un altro modo, se la ruota 2 fosse fissa, la ruota 1 si spingerebbe verso destra ovvero contro il portasatelliti con forza R_1 ;
- la ruota 3 spinge la ruota 4 verso sinistra, oppure vista in un altro modo, se la ruota 4 fosse fissa, la ruota 3 si spingerebbe verso destra trascinando il portasatelliti con forza R_2 ;
- l'albero tra le ruote 2 e 3 si trova in trazione, in particolare subisce una forza di trazione pari a R_1+R_2 ;
- considerando la ruota 4 fissa, lo spostamento virtuale del portasatelliti è diretto verso destra, infatti viene spinto da una forza pari a R_1+R_2 che si scarica a telaio.

Per calcolare R_1 e R_2 basta esaminare le forze assiali che si scambiano le ruote dentate infatti R_1 è la forza che si scambiano le ruote 1 e 2, mentre R_2 è la forza

che si scambiano le ruote 3 e 4;

dati del problema:

- ruota 1: potenza $P=50$ KW; velocità angolare $W1=30000$ rpm= 3140 rad/s; angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ; raggio circonferenza base $r1=18,85$ mm;
- ruota 2: angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ;
- ruota 3: potenza $P=50$ KW; velocità angolare $W3=23752$ rpm= 2486 rad/s; angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ; raggio circonferenza base $r3=14,39$ mm;
- ruota 4: angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ;

Esamino la forza assiale che si scambiano le ruote dentate 1 e 2:

coppia agente sulla ruota 1: $M1= P/W1 = 191$ Nm;

forza risultante agente sulla ruota 2: $F2= M1/r_1 = 844,5$ N;

forza assiale agente sulla ruota 2: $R1= F1 * \cos(90^\circ - a) = 288,85$ N.

Esamino la forza assiale che si scambiano le ruote dentate 3 e 4:

coppia agente sulla ruota 3: $M3= P/W3 = 20,11$ Nm;

forza risultante agente sulla ruota 4: $F4= M3/r_3 = 1397,5$ N;

forza assiale agente sulla ruota 4: $R2= F4 * \cos(90^\circ - a) = 477,97$ N.

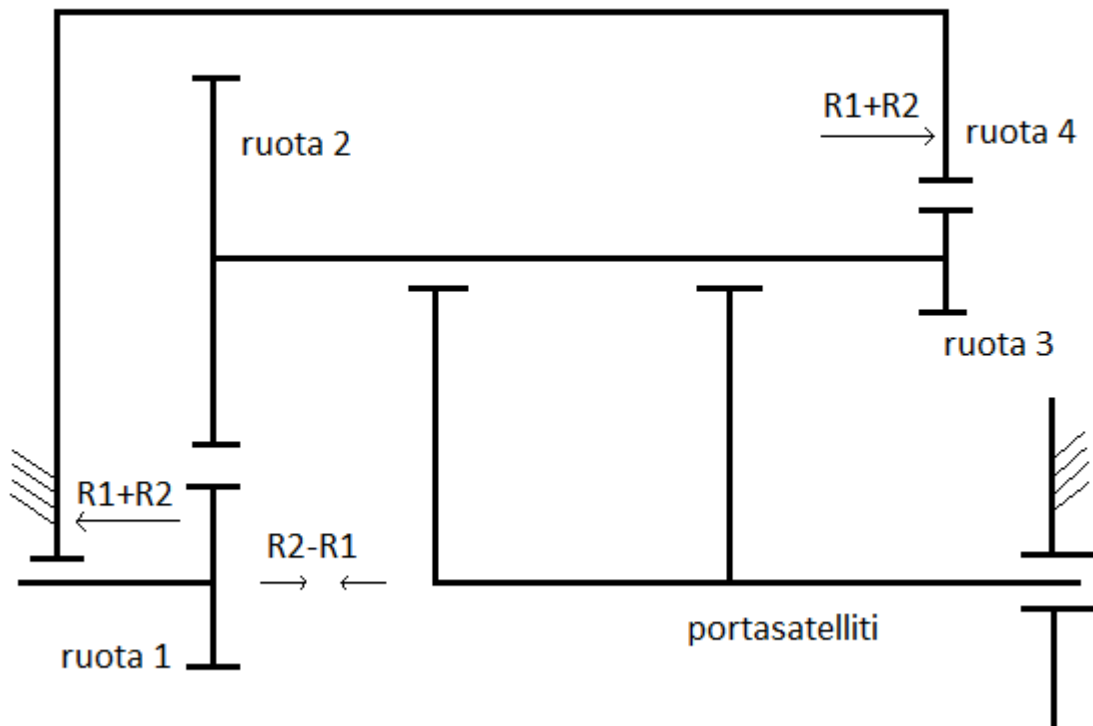
Le reazioni si scaricano sul carter in due zone: nella parte solidale alla ruota 4 e a destra del portasatelliti; in entrambe le zone la reazione che deve esercitare il carter è pari alla somma di $R1$ e $R2$ dal momento che la geometria del problema impone di sommare le due reazioni.

Pertanto in definitiva sul carter agiscono forze da equilibrare di valore pari a:

- $R1+R2=766,82$ N.

Suppongo rotazione della ruota 1 antiorario:

in seguito riporto uno schema che rappresenta in maniera semplificata le ruote dentate e i rispettivi alberi in modo da poter delineare uno schema di calcolo semplice da esaminare:



Esaminando le ruote dentate, tutte progettate con elica destra, tra i vari ingranaggi si generano delle forze assiali:

- la ruota 1 spinge la ruota 2 verso destra, oppure vista in un altro modo, se la ruota 2 fosse fissa, la ruota 1 si spingerebbe verso sinistra con forza $R1$;
- la ruota 3 spinge la ruota 4 verso destra, oppure vista in un altro modo, se la ruota 4 fosse fissa, la ruota 3 si spingerebbe verso sinistra trascinando il portasatelliti con forza $R2$;
- tra la ruota 1 ed il portasatelliti si genera uno stato di compressione che va ad agire su un cuscinetto assiale il quale subisce una forza pari a $R2-R1$;
- considerando la ruota 4 fissa, lo spostamento virtuale del portasatelliti è diretto verso sinistra, infatti viene spinto da una forza pari a $R1+R2$ che si scarica a telaio.

Per calcolare R_1 e R_2 basta esaminare le forze assiali che si scambiano le ruote dentate infatti R_1 è la forza che si scambiano le ruote 1 e 2, mentre R_2 è la forza che si scambiano le ruote 3 e 4;

dati del problema:

- ruota 1: potenza $P=50$ KW; velocità angolare $W_1=30000$ rpm= 3140 rad/s; angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ; raggio circonferenza base $r_1=18,85$ mm;
- ruota 2: angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ;
- ruota 3: potenza $P=50$ KW; velocità angolare $W_3=23752$ rpm= 2486 rad/s; angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ; raggio circonferenza base $r_3=14,39$ mm;
- ruota 4: angolo di pressione $a=20^\circ$; angolo elica= 20° ;

Esamino la forza assiale che si scambiano le ruote dentate 1 e 2:

coppia agente sulla ruota 1: $M_1 = P/W_1 = 191$ Nm;

forza risultante agente sulla ruota 2: $F_2 = M_1/r_1 = 844,5$ N;

forza assiale agente sulla ruota 2: $R_1 = F_2 \cdot \cos(90^\circ - a) = 288,85$ N.

Esamino la forza assiale che si scambiano le ruote dentate 3 e 4:

coppia agente sulla ruota 3: $M_3 = P/W_3 = 20,11$ Nm;

forza risultante agente sulla ruota 4: $F_4 = M_3/r_3 = 1397,5$ N;

forza assiale agente sulla ruota 4: $R_2 = F_4 \cdot \cos(90^\circ - a) = 477,97$ N.

Le reazioni si scaricano sul carter in due zone: nella parte solidale alla ruota 4 e a sinistra della ruota 1; in entrambe le zone la reazione che deve esercitare il carter è pari alla somma di R_1 e R_2 dal momento che la geometria del problema impone di sommare le due reazioni.

Pertanto in definitiva sul carter agiscono forze da equilibrare di valore pari a:

- $R_1 + R_2 = 766,82$ N.

Infine posso dire che indipendentemente dal verso di rotazione, a vantaggio di

sicurezza è necessario esaminare contemporaneamente tutte le zone del carter soggette a forze.

7,9 simulazioni

Come detto in precedenza ora riporto i risultati delle simulazioni eseguite sui vari elementi del coperchio caricandoli con le forze esaminate nell'analisi dei carichi.

I valori di riferimento da rispettare riguardano il coefficiente di sicurezza che deve essere almeno di 2,5.

Per eseguire le simulazioni ho fatto uso di due funzioni di Solidworks:

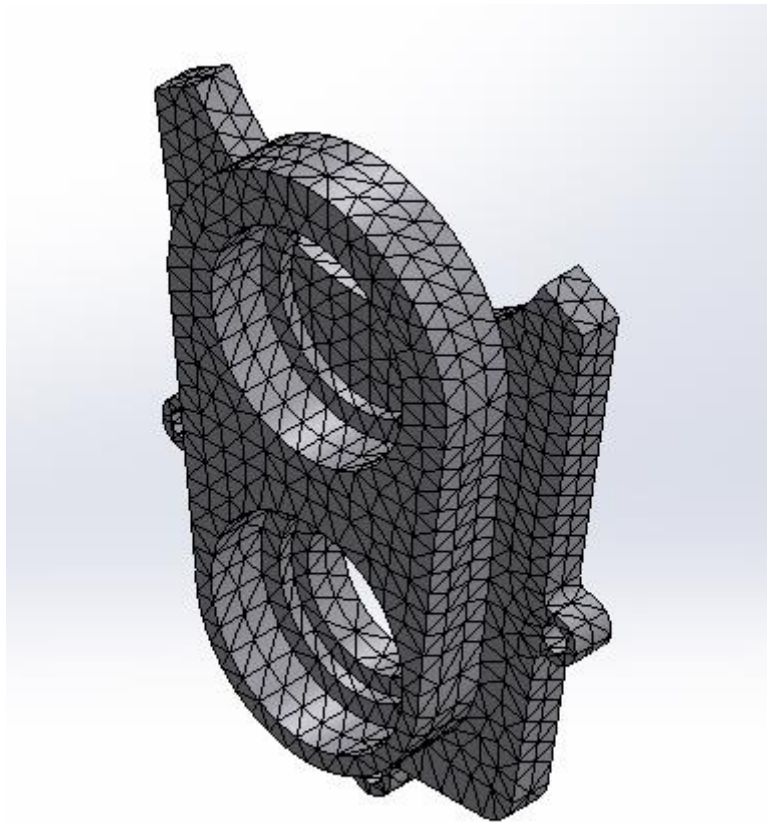
- SimulationXpress;
- Solidworks Simulation;

i risultati ottenuti sono analoghi.

Detto questo, riporto alcune immagini significative per mostrare il lavoro fatto con le simulazioni e non tutte le immagini di tutti i coperchi: infatti le simulazioni hanno dimostrato che i carter sono ben dimensionati e rispettano il coefficiente di sicurezza, per cui riporto solo alcuni esempi.

Durante le simulazioni si deve generare una mesh adeguata alla geometria del pezzo da esaminare, infatti gli elementi della mesh devono essere i più piccoli possibili per avere un risultato migliore; la mesh può anche essere generata direttamente da solidworks.

Riporto di seguito un esempio:



La mesh utilizzata è quella prodotta in automatico da Solidworks; è composta da elementi triangolari di dimensioni adeguate al problema; maggiori dettagli a riguardo ci vengono forniti da Solidworks e li riporto di seguito in una tabella:

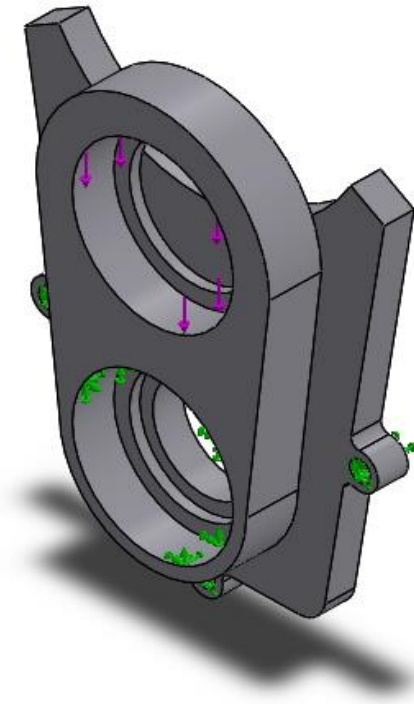
Informazioni mesh

Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Meshing usato:	Mesh standard
Transizione automatica:	Disattivo
Includi loop automatico della mesh:	Disattivo
Punti Jacobiani	4 Punti
Dimensione elemento	6.61848 mm
Tolleranza	0.330924 mm
Qualità della mesh	Ottima

Informazioni mesh - Dettagli

Nodi totali	14031
Elementi totali	8211
Rapporto d'aspetto max	12.549
% di elementi con rapporto d'aspetto < 3	99
% di elementi con rapporto d'aspetto > 10	0.0122
% di elementi distorti (Jacobiani)	0
Tempo per completare la mesh (hh:mm:ss):	00:00:01

Per poter eseguire la simulazione si devono applicare i carichi ed i vincoli nel modo corretto in modo da simulare al meglio la realtà; riporto di seguito un esempio di applicazione dei carichi e dei vincoli:



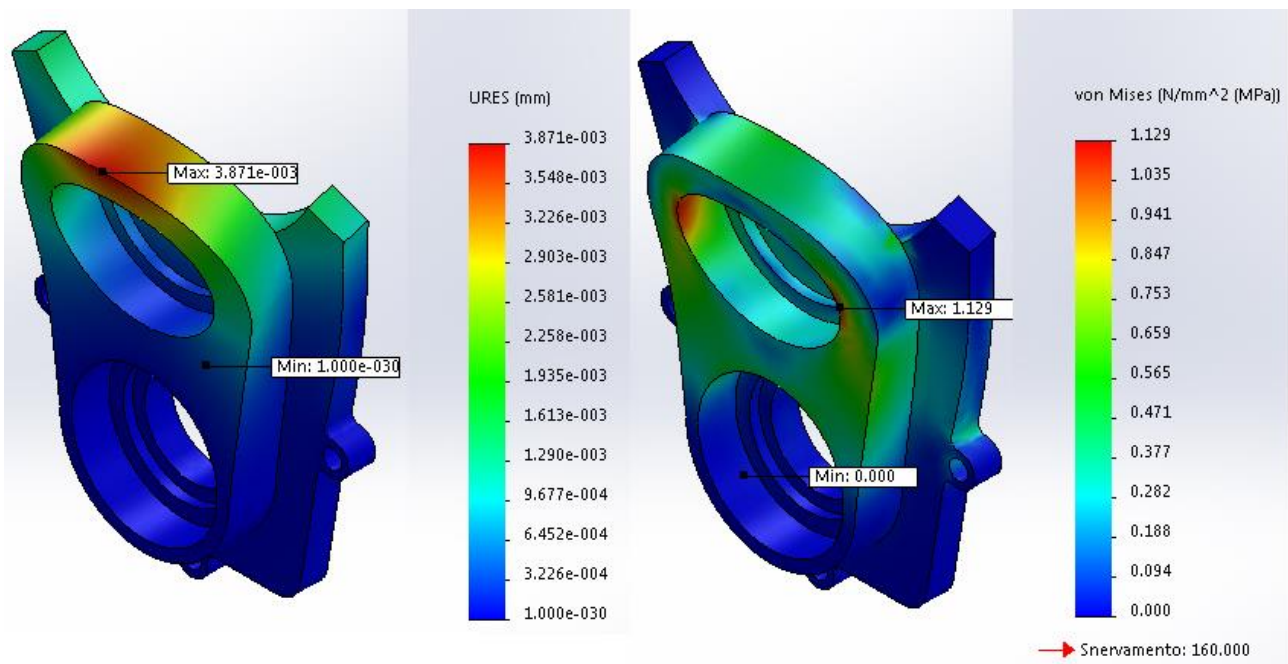
Le frecce colorate in viola descrivono l'applicazione del carico: infatti, seguendo le considerazioni fatte in precedenza durante l'analisi dei carichi, si nota che in quella zona in cui viene inserito l'albero elica, c'è una forza diretta verso il basso; l'intensità della forza scelta nella simulazione è pari a quella analizzata nell'analisi dei carichi ed è rivolta nella stessa direzione.

Le frecce colorate in verde descrivono l'applicazione dei vincoli: infatti, seguendo le considerazioni fatte in precedenza durante l'analisi dei carichi, si nota che il mozzo in basso dove viene inserito l'albero del motore termico risulta essere fisso infatti quella zona è vincolata direttamente con l'aereo che in

questo caso funge da telaio; inoltre considerando fissi gli altri elementi del coperchio, ho inserito dei vincoli in corrispondenza dei fori filettati che verranno utilizzati per gli accoppiamenti bullonati.

Dopo aver scelto il materiale del pezzo si esegue la simulazione: i risultati forniti riguardano tensioni, deformazioni e coefficiente di sicurezza.

In seguito riporto un esempio di risultato di una simulazione:

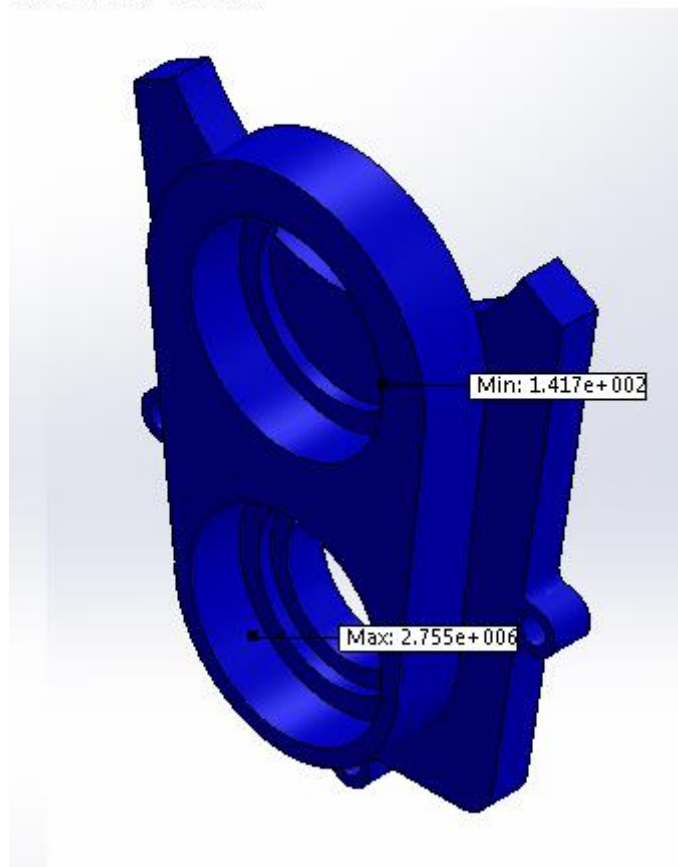


A destra è riportato i risultato della simulazione per quanto riguarda le deformazioni; a sinistra è riportato i risultato della simulazione per quanto riguarda le tensioni.

Infine deve essere verificato il rispetto del coefficiente di sicurezza che in questo caso non deve essere inferiore a 2,5.

Il coefficiente di sicurezza è verificato nei singoli elementi del carter e riporto in seguito il risultato di un elemento:

Nome del modello: coperchio5
Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
Tipo di grafico: Fattore di sicurezza Factor of Safety
Criterio : sollecitazione massima von Mises
Rosso < FOS = 25 < Blu



Come si nota dal colore uniforme su tutto il corpo, il rispetto del fattore di

sicurezza è verificato.

7,10 verifiche sugli alberi

In questo studio non è stata effettuata una verifica di resistenza sugli alberi per diverse ragioni: le dimensioni degli alberi è la stessa proposta nei progetti precedenti per cui non ho effettuato la verifica perchè penso che siano già state fatte e che gli alberi siano sufficientemente sovradimensionati; inoltre non ho alterato le dimensioni degli alberi per non avere ulteriori problemi riguardo la geometria.

Detto questo, sarà possibile eseguire queste verifiche in studi futuri nel caso si decidesse di adottare questo progetto.

7,11 pregi e difetti

Infine valuto i pregi rispetto le prime soluzioni ed il progetto di partenza:

- questa soluzione è la meno ingombrante;
- ha un minor numero di elementi rispetto il progetto di partenza;
- ha un minor peso;
- è più affidabile per quanto riguarda l'utilizzo di un carter unico appositamente dimensionato rispetto ad elementi particolari come il blocchetto centrale.

Tra i difetti:

- allo stato attuale il riduttore epicicloidale risulta essere massiccio rispetto

alle sue dimensioni e quindi abbastanza pesante;

- il riduttore epicicloidale a due stadi risulta avere molti elementi e questo abbassa l'affidabilità che nel complesso risulta essere migliorata rispetto il progetto di partenza;
- il riduttore epicicloidale è sicuramente più costoso del riduttore utilizzato nel progetto di partenza.

CAPITOLO 8

SOLUZIONE FINALE

8,1 riduttore a uno stadio di riduzione

Seguendo l'idea proposta nei capitoli precedenti, ovvero di unire i riduttori con un unico carter, in questo capitolo illustrerò il progetto finale.

La soluzione che vado a proporvi prevede di affiancare un riduttore di tipo epicicloidale al riduttore in uscita dal motore termico, collegarli tramite una trasmissione a ruote dentate ed racchiudere tutti gli elementi che permettono la trasmissione all'interno di un carter unico.

La caratteristica che contraddistingue questa soluzione dalle altre è che il riduttore epicicloidale è a uno stadio di riduzione. In questo capitolo cercherò di presentare il riduttore munito di tutti gli elementi che lo rendono effettivamente valido per l'utilizzo.

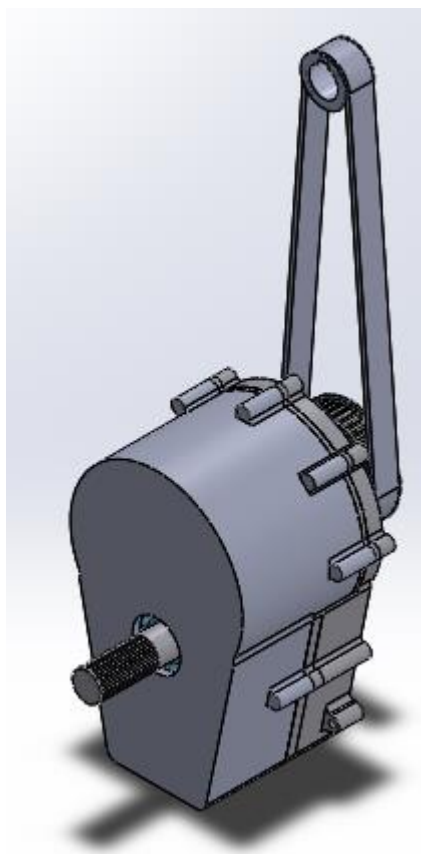
Inoltre in questo capitolo cercherò di valutare anche i carichi che si genereranno durante il moto dei vari elementi; tuttavia questo argomento verrà approfondito in seguito quando verranno proposte le simulazioni al carter.

Inoltre presenterò il carter che sarà munito di tutti i dettagli necessari al vincolamento geometrico con l'aereo, ma sarà tuttavia molto simile a quello presentato nei capitoli precedenti.

Infine introdurrò le simulazioni necessarie a verificare la resistenza del carter caricandolo con le forze che si generano durante il moto dei vari elementi.

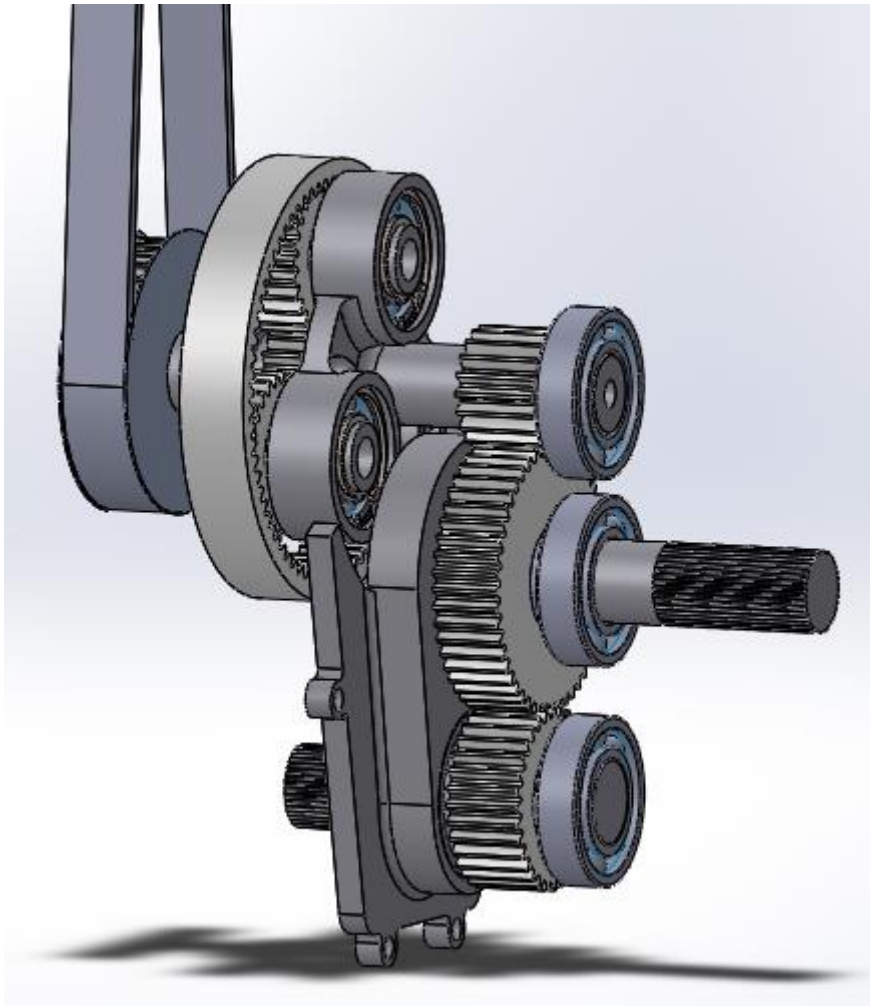
8,2 layout

Descrivo di seguito il layout di questa soluzione, poi in seguito mi soffermerò sui componenti principali e li descriverò in modo più approfondito.



Nella figura è riportato l'insieme dei riduttori racchiusi all'interno del coperchio il quale è ben visibile nell'immagine e nasconde l'intera trasmissione; inoltre è possibile vedere la trasmissione a cinghia che permette di collegare il motore elettrico con il riduttore; si nota infine l'albero in uscita ovvero l'albero elica che trasmette il moto all'elica tramite un millerighe.

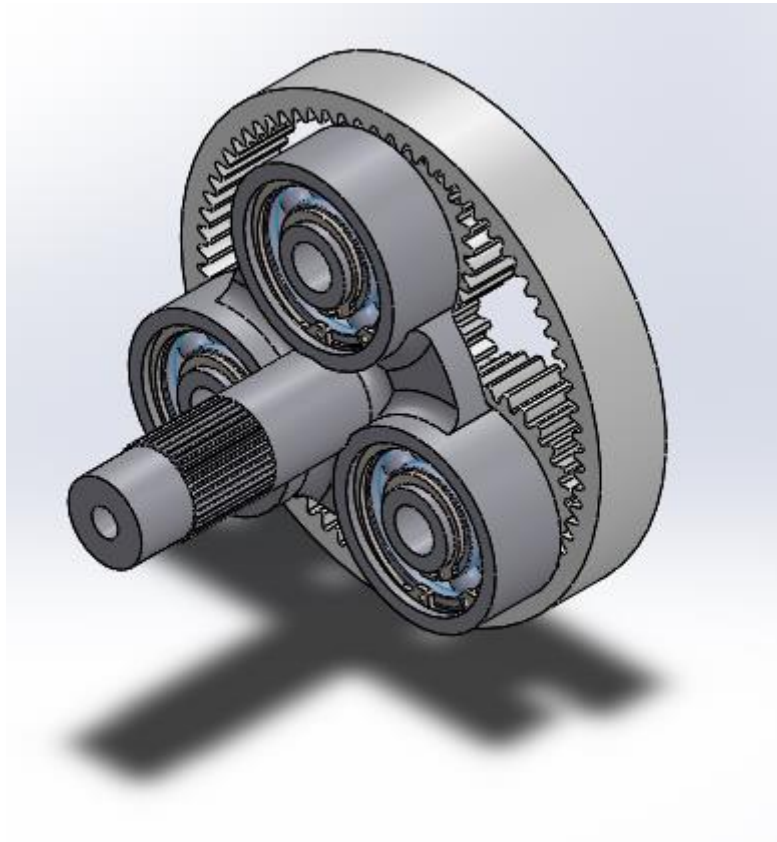
Riporto in seguito il progetto senza il coperchio in modo da mostrare i componenti al suo interno e in particolare la loro disposizione:



Partendo dall'alto verso il basso:

- in uscita dal motore elettrico ho una trasmissione a cinghia: questa trasmissione è stata mantenuta inalterata (a meno dell'interasse) rispetto il progetto di partenza: infatti questa trasmissione ha lo scopo di coprire l'interasse tra l'albero in uscita dal motore elettrico e l'albero in ingresso del riduttore epicicloidale; inoltre permette di ridurre la velocità dai 60000 rpm in uscita dal motore elettrico fino ai 30000 rpm;
- collegato alla cinghia è installato il riduttore epicicloidale di cui riporto l'immagine di seguito per poterne consentire il riconoscimento all'interno

dell'assieme:



il riduttore è di tipo epicicloidale e verrà descritto nel dettaglio in seguito;

- in uscita dal riduttore epicicloidale ho una serie di ingranaggi: le due ruote dentate in basso sostituiscono il riduttore in uscita dal motore termico utilizzato fino ad ora infatti permette di ridurre la velocità dai 6000 rpm in uscita dal motore termico fino ai 2500 rpm sull'albero elica; l'ingranamento tra la ruota dentata in uscita del riduttore epicicloidale e la ruota dentata solidale all'albero elica permette invece di ridurre ulteriormente la velocità in uscita dal riduttore epicicloidale fino ai 2500 rpm dell'albero elica; inoltre permette di coprire l'interasse rimanente.

Infine analizzo la trasmissione:

riepilogando i dati fin qui elaborati si può notare che il motore elettrico e quello termico possono lavorare in simultanea:

- la velocità del motore elettrico passa da 60000 rpm a 2500 rpm dal momento che il riduttore epicicloidale, la trasmissione a cinghia e l'ingranamento in uscita al riduttore epicicloidale consentono di trasmettere il moto dall'albero del motore elettrico direttamente all'albero elica;
 - la velocità del motore termico passa da 6000 rpm a 2500 rpm dal momento che l'ingranamento in basso consente di trasmettere il moto dall'albero del motore termico direttamente all'albero elica pertanto sull'albero elica abbiamo la potenza fornita dal motore termico che vale circa 102 KW e quella fornita dal motore elettrico che vale circa 50 KW;
- sulla base di queste semplici considerazioni, il moto in condizione di regime è garantito.

8,3 trasmissione a cinghia

La trasmissione a cinghia è essenziale in questo progetto per coprire l'ampio interasse tra motore elettrico e la 'scatola' contenente gli organi di riduzione. Esaminando il progetto di partenza e valutando quindi la distanza tra albero del motore termico e albero del motore elettrico, posso definire l'interasse da coprire tra l'albero del motore elettrico e l'albero di ingresso del riduttore epicicloidale. Sarà quindi necessario dimensionare una trasmissione a cinghia con interasse di 416 mm.

Sfruttando al meglio questa trasmissione a cinghia obbligatoria, è possibile generare un primo stadio di riduzione. Il vincolo da rispettare riguarda le dimensioni della puleggia più grande: aumentando le dimensioni della puleggia in ingresso al riduttore epicicloidale è possibile aumentare il rapporto di trasmissione, tuttavia una puleggia troppo grande risulta essere ingombrante. La soluzione migliore è quella di utilizzare una puleggia che non superi in dimensioni il riduttore epicicloidale, ma che sia il più grande possibile in modo

da aumentare il più possibile il rapporto di trasmissione in questo primo stadio. Per comodità ho utilizzato come puleggia piccola quella utilizzata nel progetto di partenza; la puleggia grande invece suppongo abbia un diametro doppio rispetto la puleggia piccola in modo da avere un primo stadio con rapporto di trasmissione pari ad 1 a 2. In questo modo la puleggia grande risulta essere di dimensioni notevoli ma comunque risulta avere un diametro inferiore al riduttore epicicloidale.

Dopo questa considerazione posso dire che la velocità in ingresso al riduttore epicicloidale risulta essere di 30000 rpm.

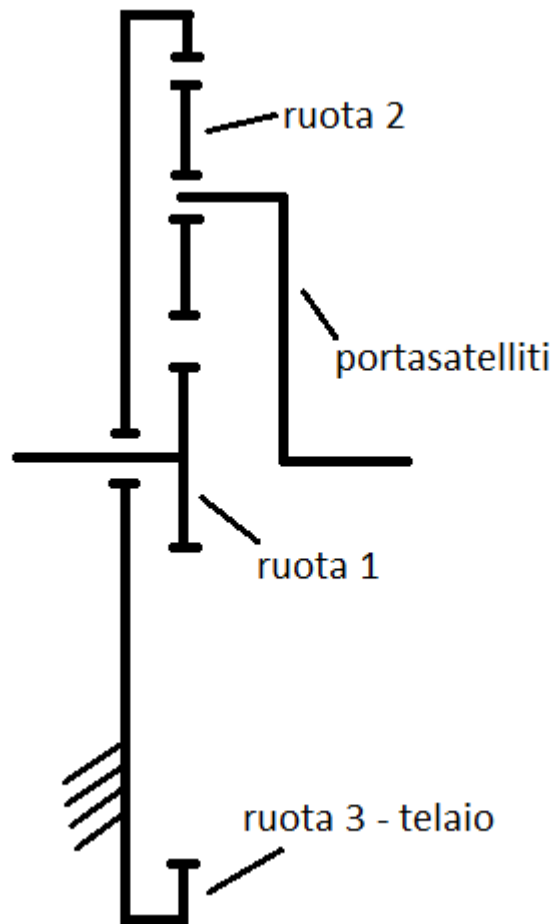
8,4 tipo di riduttore epicicloidale

Come premesso in questo capitolo, ora descrivo in maniera più dettagliata i componenti principali ed il funzionamento del riduttore epicicloidale con rapporto di trasmissione pari ad 1 a 5.

Il modello di riduttore epicicloidale adottato prevede:

- uno stadio di riduzione, sufficiente a garantire un rapporto di trasmissione molto spinto;
- il portasatelliti come albero in uscita;
- la corona (ruota dentata interna) come telaio.

Il modello è rappresentato in figura:



I parametri rispettati nella progettazione del riduttore sono:

- rapporto di trasmissione pari a circa 1 a 5;
- ruote con raggio non minore di 12 mm;
- diametro totale non superiore a 150 mm.

Considerando un eventuale rivestimento esterno al riduttore, ovvero un coperchio, è necessario contenere il più possibile le dimensioni delle ruote, imponendo per esempio che il riduttore non abbia un raggio superiore a 60 mm.

Dopo aver definito con R_1 R_2 R_3 i raggi delle primitive rispettivamente delle ruote dentate 1 2 3 , i parametri di progetto illustrati sopra possono essere tradotti in un sistema matematico di 3 equazioni:

- formula di Willis: $\tau_{ou} = (0 - W_p) / (W_1 - W_p) = (-6000) / (24000) = -1/4 = -Z_1/Z_3$;
- $R_3 = 2 * R_2 + R_1$;
- $R_1 + 2 * R_2 < 60$.

Dopo aver in realtà esaminato più soluzioni, che qui non riporto, definisco i valori adottati nella risoluzione del problema:

- $R_1 = 18$ mm;
- $R_2 = 27$ mm;
- $R_3 = 72$ mm;

grazie a questi valori si ottiene un rapporto di trasmissione totale circa pari a 1 a 5.

Per la realizzazione delle ruote dentate, ho fatto uso di una funzione di SolidEdge v18, che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto, nel rispetto di alcuni vincoli:

- mantenere un coefficiente di sicurezza dal pitting circa pari al valore 1;
- mantenere un coefficiente di sicurezza contro la rottura del dente ad un valore circa superiore a 4;

anche il calcolo dei coefficienti di sicurezza viene eseguito da SolidEdge v18.

Dopo questa premessa, riporto le tabelle con i valori di progetto adottati nella realizzazione dei due ingranaggi ovvero la ruota 1 con la ruota 2 e la ruota 2 con la ruota 3:

- ruote 1 e 2

The screenshot shows the 'Spur Gearing Component Wizard' software interface. The 'Basic Parameters' section includes:

- Desired Gear Ratio: 1.5
- Actual Gear Ratio: 1.5 (0 % error)
- Number of Teeth: 18 and 27
- Pressure Angle: α 20
- Helix Angle: β 0 (Right hand)
- Module: m 2 mm
- Center Distance: aw 45.932 mm

The 'Unit Tooth Sizes' section includes:

- Addendum: a* 0.9
- Clearance: c* 0.157
- Root Fillet: 0.239

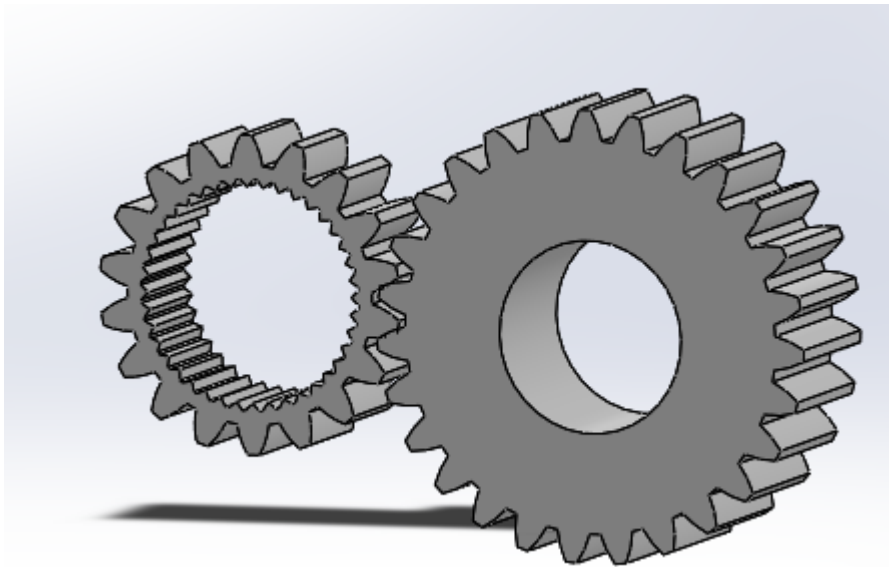
The 'Facewidth' section includes:

- Facewidth: 15 and 20 mm
- Facewidth Ratio: 0.4167 and 0.2778
- Contact Ratio: 1.278

The 'Unit Corrections' section includes:

- Unit Correction: 0.49 and 0.01
- Total Unit Correction: 0.5
- Without Tapering: 0.4013 and 0.1195
- Without Undercut: -0.1531 and -0.6795
- Allowed Undercut: -0.303 and -0.8294
- Outside Tooth Thickness: 0.6316 and 0.8633
- Addendum Truncation: 0.034 and 0.034

Diagrams of gear profiles and tooth cross-sections are shown next to the parameters.



Il rapporto di trasmissione ottenuto a seguito dell'ingranamento delle due ruote vale circa 1 a 1,5; in questo caso sono state scelte ruote a denti dritti a differenza dei progetti precedenti che prevedevano ruote a denti elicoidali.

- Ruote 2 e 3

Spur Gearing Component Wizard : 1

File Clipboard Tools Help

Strength Calculate Finish

Geometry | Dimensions | Tolerances | Load

Basic Parameters

Desired Gear Ratio	2.666
Actual Gear Ratio	2.6667 +0.03 %
Number of Teeth	27 / 72
Pressure Angle	α 20
Helix Angle	β 0 Right
Module	m 2 mm
Center Distance	aw 43.885 mm

Unit Tooth Sizes

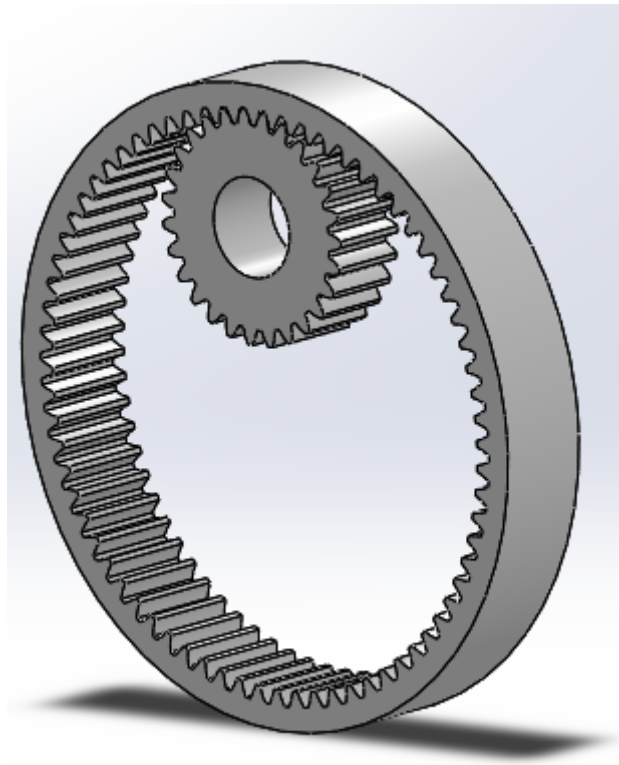
Addendum	a* 0.9
Clearance	c* 0.157
Root Fillet	0.239

Facewidth

Facewidth	20 / 25 mm
Facewidth Ratio	0.3704 / 0.1389
Contact Ratio	1.5904

Unit Corrections

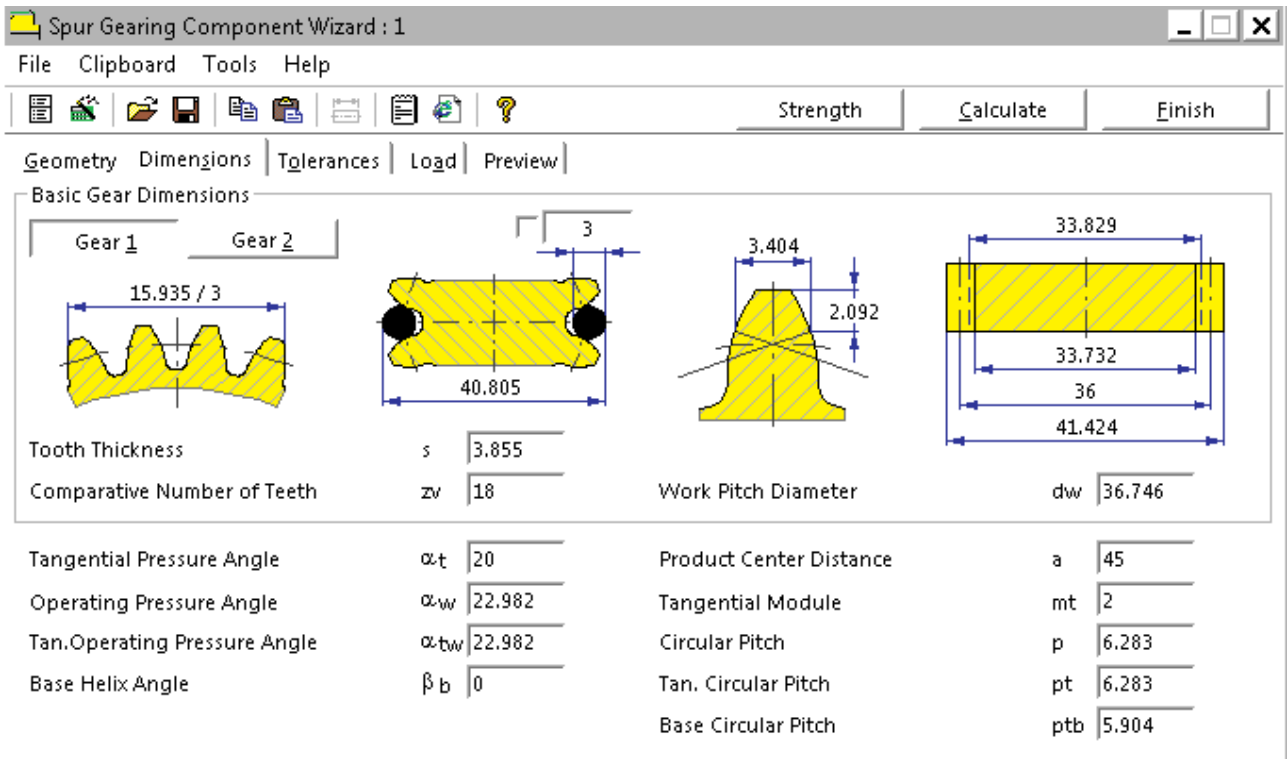
Unit Correction	0.31 / 0.19
Total Unit Correction	0.5
Without Tapering	0.1195 / -1.2485
Without Undercut	-0.6795 / -3.3115
Allowed Undercut	-0.8294 / -3.4614
Outside Tooth Thickness	0.7427 / 1.0496
Addendum Truncation	0 / 0



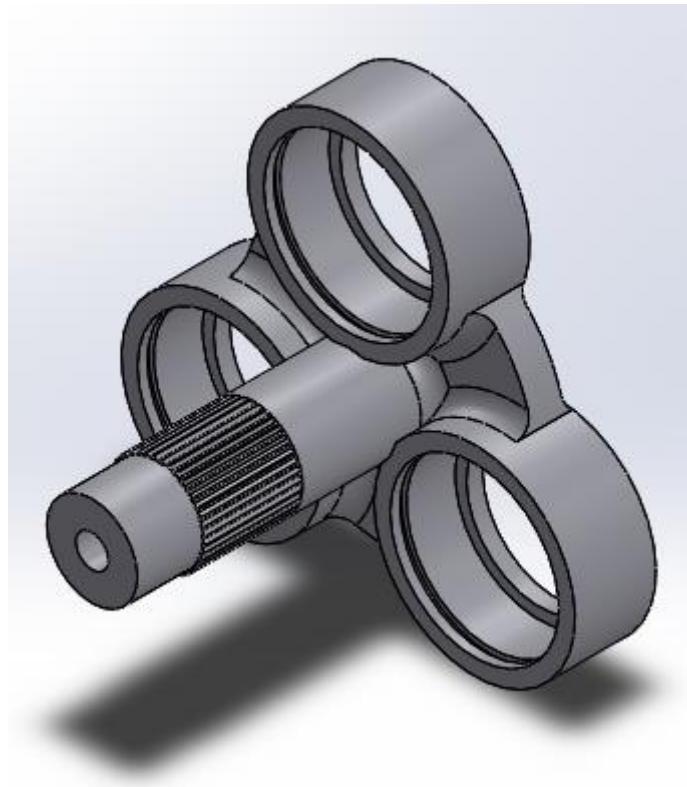
Il rapporto di trasmissione ottenuto a seguito dell'ingranamento delle due ruote vale circa 1 a 2,6667; anche in questo caso sono state scelte ruote a denti dritti.

Dal momento che la ruota 2 ingrana col la ruota 1 e 3, è necessario che sia compatibile con entrambe: la progettazione di queste ruote è stata fatta utilizzando gli stessi parametri come modulo e correzioni.

Infine L'albero in uscita dal riduttore è costituito dal portasatelliti: questo elemento è stato realizzato nel rispetto dei parametri geometrici; la ruote 2 e il portasatelliti sono solidali, inoltre l'interasse tra ruote 1 e 2 è lo stesso che si ha nell'accoppiamento tra portasatelliti e ruota 2. E' proprio l'interasse nei due casi il parametro geometrico principale con cui ho realizzato il portasatelliti. Questo parametro viene fornito da SolidEdge v18 nel momento in cui si definiscono i parametri con cui realizzare le ruote dentate ed in questo caso vale 45 mm come si può vedere nell'immagine:



Il portasatelliti costituisce l'albero in uscita dal riduttore, inoltre è stato progettato per consentire l'alloggiamento dei cuscinetti sugli alberi che sostengono le ruote 2, come si può vedere in figura:



Il portasatelliti è stato progettato in modo da assorbire tutti i carichi radiali che si scambiano le ruote dentate del riduttore epicicloidale durante il moto; la struttura nel complesso è infatti massiccia e sovradimensionata dal momento che questo elemento deve sopportare la maggior parte delle forze in gioco.

Inoltre è possibile notare che il portasatelliti consente l'alloggiamento dei cuscinetti i quali risultano essere di notevoli dimensioni in rapporto alle dimensioni del portasatelliti a causa dei carichi elevati in gioco; anche se non si vede, è provvisto di un alloggiamento centrale per un cuscinetto che dovrà sopportare carichi assiali, la cui funzione risulta essere comprensibile solo osservando tutto il progetto nel suo insieme, infatti questo cuscinetto permette di vincolare assialmente il riduttore epicicloidale al coperchio.

Dopo queste considerazioni posso dire che la velocità in uscita dal riduttore epicicloidale è stata ridotta a 6000 rpm.

8,5 riduttore in uscita dal motore termico

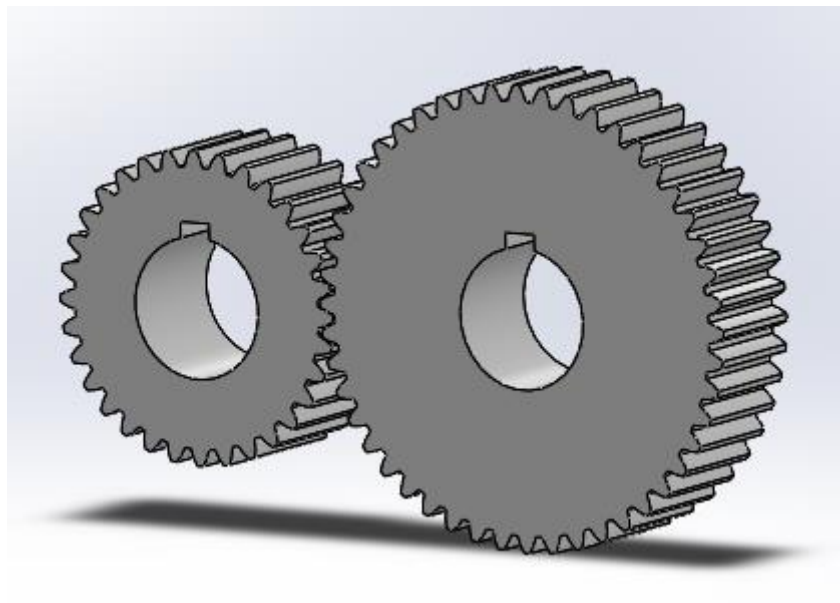
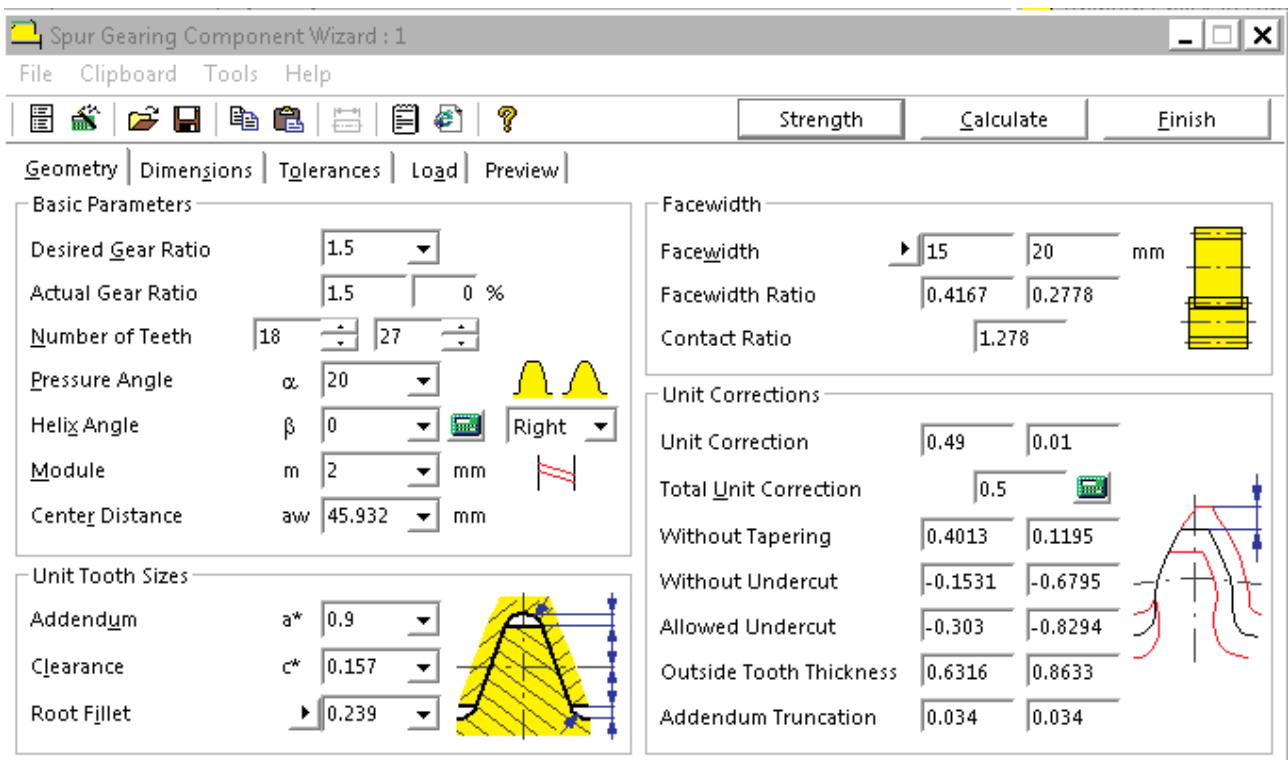
In questo progetto ho deciso di sostituire il riduttore in uscita dal motore termico con un semplice ingranaggio costituito da due ruote dentate e ho racchiuso il tutto all'interno del carter che riveste anche il riduttore epicicloidale.

I parametri di progetto sono gli stessi che nei lavori precedenti hanno portato alla scelta del riduttore utilizzato in precedenza ovvero:

- vincoli geometrici dovuti all'interasse tra albero motore ed albero elica;
- rapporto di trasmissione adeguato alle circostanze;
- trasmissione di potenza mantenendo alta l'affidabilità.

Esaminando il riduttore utilizzato nel progetto di partenza, ho potuto ricavare i parametri geometrici necessari per garantire il ricoprimento dell'interasse ed il giusto rapporto di trasmissione; per la progettazione delle ruote dentate invece ho fatto uso di una funzione di SolidEdge v18 che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto.

Riporto la tabella con i valori di progetto adottati nella progettazione:



In questo caso ho scelto ruote a denti dritti perchè il rapporto di trasmissione è poco spinto, per cui si riescono ad ottenere facilmente i coefficienti di sicurezza ottimali anche senza dover progettare ruote a denti elicoidali.

La ruota di dimensioni minori è solidale all'albero del motore termico, mentre l'altra è solidale all'albero elica.

Scegliendo poi opportunamente i cuscinetti necessari a garantire il moto degli elementi in questione, questo nuovo riduttore risulta essere molto compatto.

8,6 trasmissione tra riduttore epicicloidale ed albero elica

Come nel progetto presentato nel capitolo precedente, in questo caso ho deciso di collegare il riduttore epicicloidale e l'albero elica con un ingranaggio costituito da due ruote dentate e ho racchiuso il tutto all'interno dell'unico carter previsto in questo progetto.

I parametri di progetto devono rispettare diversi vincoli:

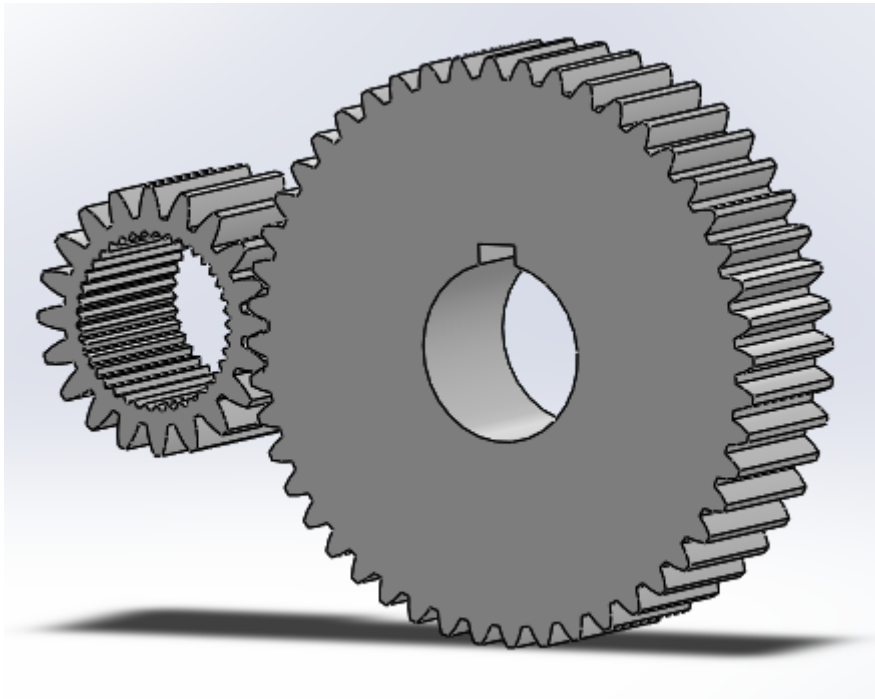
- vincoli geometrici dovuti alla disposizione del riduttore epicicloidale che comporta un interasse da coprire tra albero in uscita del riduttore ed albero elica;
- rapporto di trasmissione adeguato alle circostanze;
- trasmissione di potenza mantenendo alta l'affidabilità.

La disposizione del riduttore epicicloidale è stata arbitraria: il criterio che ho seguito è stato semplicemente quello di rendere l'insieme della trasmissione il più compatto possibile. Dopo questa considerazione ho potuto identificare l'interasse da coprire con l'ingranaggio; inoltre, esaminando la trasmissione dal motore elettrico fino all'albero in uscita del riduttore epicicloidale, ho potuto stimare il rapporto di trasmissione da garantire.

Per la progettazione delle ruote dentate ho fatto uso di una funzione di SolidEdge v18 che permette di generare direttamente una ruota dentata semplicemente inserendo i dati di progetto.

In questo caso tuttavia ho dovuto prendere in considerazione i parametri di progetto già utilizzati nel riduttore in uscita dal motore termico: la ruota solidale con l'albero elica ingrana infatti con altre due ruote ovvero quella solidale al

motore termico e quella solidale al riduttore epicicloidale; per questo motivo nella progettazione di questo ingranaggio è necessario mantenere invariati molti parametri di progetto come il modulo e le correzioni.



Il risultato è un ingranaggio con due ruote a denti dritti come nel caso precedente; a differenza di prima tuttavia varia il rapporto di trasmissione che in questo caso vale 1 a 2,4.

La ruota di dimensioni minori è solidale all'albero in uscita del riduttore epicicloidale, mentre l'altra è solidale all'albero elica.

Scegliendo poi opportunamente i cuscinetti necessari a garantire il moto degli elementi in questione, questo ingranaggio risulta essere molto compatto.

8,7 carter

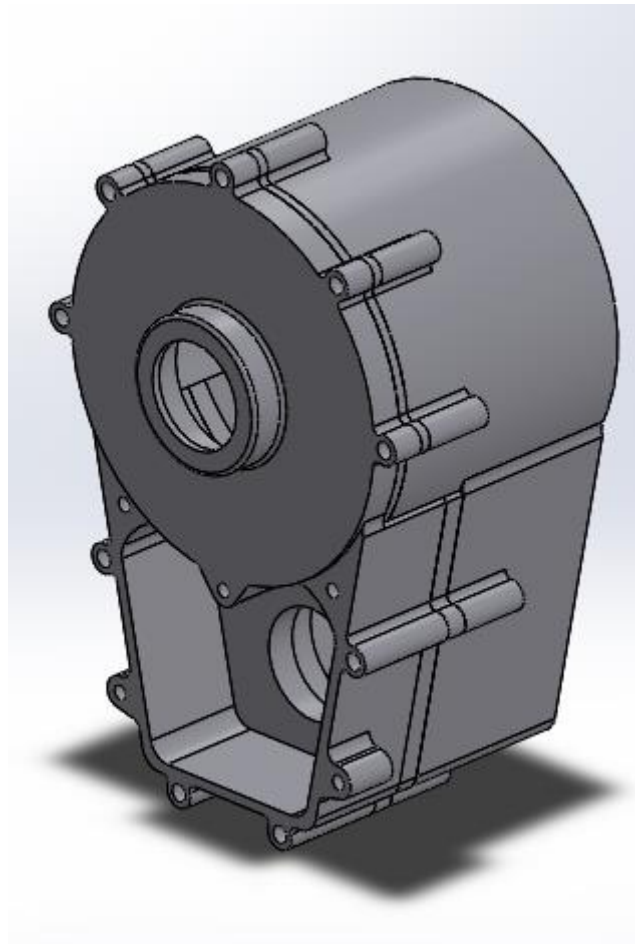
Il carter unico, come nel progetto precedente, è ciò che contraddistingue maggiormente questa soluzione dalle altre; questa scelta è giustificata per diversi motivi:

- maggior compattezza possibile;
- maggior resistenza nell'interfaccia tra riduttore epicicloidale e riduttore in uscita dal motore termico;
- maggior affidabilità nel complesso;
- minor numero di elementi da montare e montaggio facilitato;
- minor peso.

Dopo queste considerazioni ho progettato un carter che potrebbe essere adatto al nostro problema.

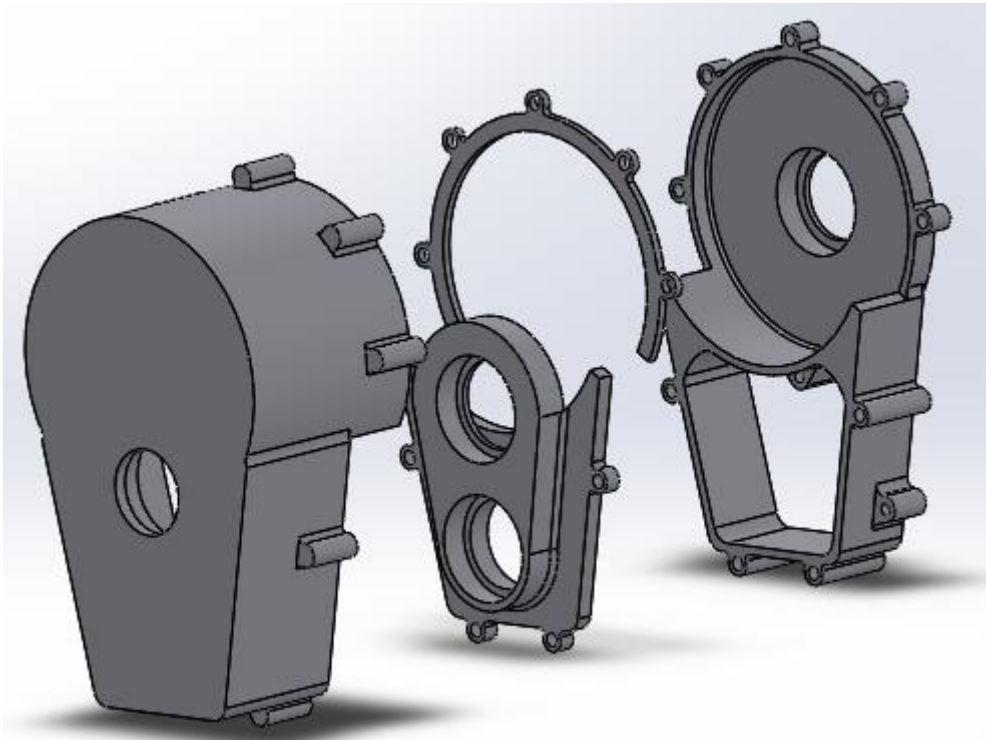
Il carter è stato progettato seguendo la forma degli elementi che racchiude al suo interno, inoltre è stato progettato secondo l'idea di realizzare una scatola chiusa che racchiuda al suo interno tutta la trasmissione e che abbia una geometria il più semplice possibile; la semplicità della geometria infatti si traduce in una maggiore semplicità di realizzazione e minor costo possibile.

Il layout proposto è rappresentato in figura:



Il carter è costituito da 4 componenti: due costituiscono di fatto il carter esterno, gli altri due hanno la funzione di facilitare il vincolamento dei componenti interni col carter esterno, inoltre permettono di inserire facilmente i cuscinetti negli alloggiamenti specifici.

Riporto di seguito le immagini dei 4 componenti del carter:



Il montaggio del carter è molto semplice, inoltre consente di montare facilmente anche tutti gli elementi al suo interno ovvero il riduttore epicicloidale, le ruote dentate che ingranano con l'albero elica, gli alberi e tutti i cuscinetti necessari a garantire il moto.

In questo capitolo non parlerò dei dettagli riguardanti la realizzazione vera e propria del carter ed il materiale da utilizzare, ma mi limito a presentare dal punto di vista qualitativo un carter funzionale alle esigenze.

Il carter, come già detto, contiene tutti gli organi di trasmissione tranne la trasmissione a cinghia: questa infatti non ha bisogno di essere protetta dal carter, pertanto rimane all'esterno di esso.

Durante il moto delle ruote dentate si generano dei carichi che si vanno a scaricare sul carter: ognuno dei suoi 4 componenti pertanto deve essere progettato in modo da sopportare questi carichi e rispettare i coefficienti di sicurezza. L'analisi dei carichi e le simulazioni sul carter verranno presentate in

seguito nei prossimi capitoli, mentre in questo mostrerò l'approccio seguito per le simulazioni.

Seguendo il layout del progetto di partenza, ho deciso di collegare il carter all'aereo in prossimità dell'albero del motore termico; ho realizzato una serie di collegamenti bullonati in questa zona che rappresentano le zone di vincolamento con il resto dell'aereo che avviene mediante un telaio apposito.

7,8 analisi dei carichi

In questo capitolo introduco l'analisi dei carichi che approfondirò in seguito quando verranno presentate le simulazioni.

Le ruote dentate durante il moto si scambiano delle forze: parte di queste forze viene sfruttata per la trasmissione di potenza, la parte rimanente invece va a scaricarsi a telaio.

Le forze che si scaricano a telaio e che quindi sono da esaminare sono di più tipi:

- forze radiali dovute all'angolo di pressione;
- forze assiali nel caso di ruote a denti elicoidali (in questo caso non presenti);
- sull'albero elica agisce un momento giroscopico dovuto al comportamento tipico dei giroscopi dell'elica stessa.

Il momento giroscopico verrà considerato nell'equilibrio dei carichi radiali come si potrà vedere in seguito.

Pertanto gli unici carichi da esaminare ora i carichi radiali.

Come già detto in precedenza, all'interno del riduttore epicicloidale i carichi radiali vengono assorbiti dal portasatelliti pertanto sul carter non agiscono forze.

Le uniche forze da esaminare sono quelle che si scambiano le ruote dentate a

valle del riduttore epicicloidale: ho ruote a denti dritti pertanto le uniche forze da esaminare sono quelle generate dall'angolo di pressione.

L'analisi verrà approfondita in seguito.

8,9 simulazioni

Come detto in precedenza ora presento l'approccio seguito nelle simulazioni eseguite sui vari elementi del coperchio caricandoli con le forze esaminate.

I valori di riferimento da rispettare riguardano il coefficiente di sicurezza che deve essere almeno di 2,5.

Per eseguire le simulazioni ho fatto uso di due funzioni di Solidworks:

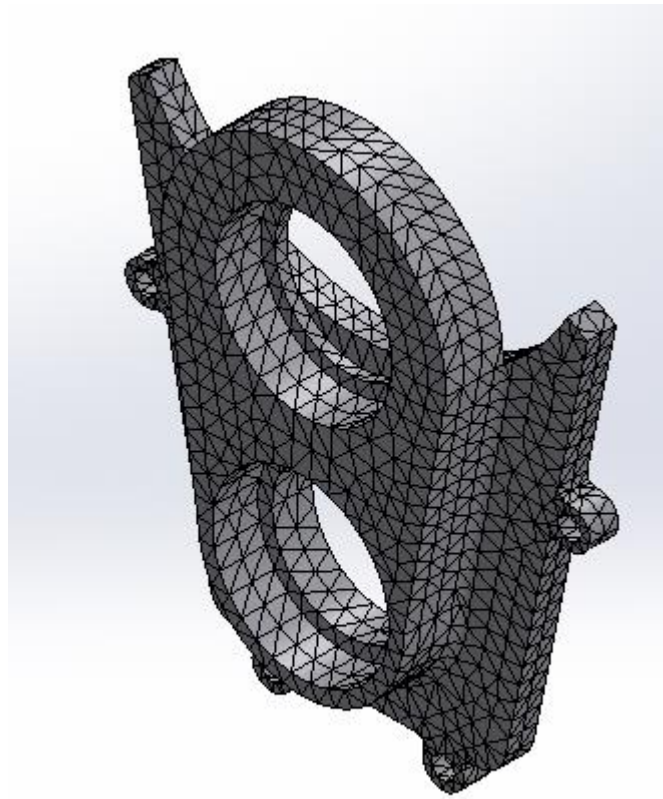
- SimulationXpress;
- Solidworks Simulation;

i risultati ottenuti sono analoghi.

Detto questo, riporto alcune immagini significative per mostrare il lavoro fatto con le simulazioni.

Durante le simulazioni si deve generare una mesh adeguata alla geometria del pezzo da esaminare, infatti gli elementi della mesh devono essere i più piccoli possibili per avere un risultato migliore; la mesh può anche essere generata direttamente da solidworks.

Riporto di seguito un esempio:



La mesh utilizzata è quella prodotta in automatico da Solidworks; è composta da elementi triangolari di dimensioni adeguate al problema; maggiori dettagli a riguardo ci vengono forniti da Solidworks e li riporto di seguito in una tabella:

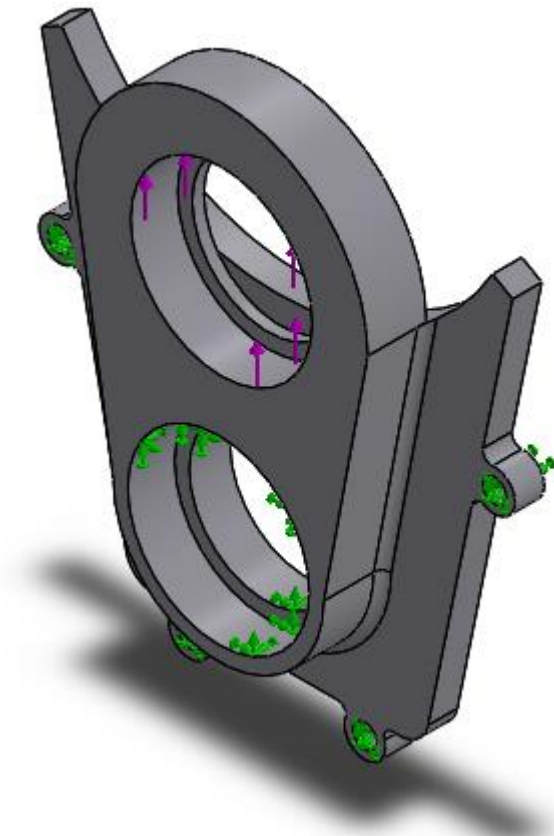
Informazioni mesh

Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Meshher usato:	Mesh standard
Transizione automatica:	Disattivo
Includi loop automatico della mesh:	Disattivo
Punti Jacobiani	4 Punti
Dimensione elemento	6.56117 mm
Tolleranza	0.328059 mm
Qualità della mesh	Ottima

Informazioni mesh - Dettagli

Nodi totali	15735
Elementi totali	9132
Rapporto d'aspetto max	7.4875
% di elementi con rapporto d'aspetto < 3	98.9
% di elementi con rapporto d'aspetto > 10	0
% di elementi distorti (Jacobiani)	0
Tempo per completare la mesh (hh:mm:ss):	00:00:01

Per poter eseguire la simulazione si devono applicare i carichi ed i vincoli nel modo corretto in modo da simulare al meglio la realtà;
riporto di seguito un esempio di applicazione dei carichi e dei vincoli:

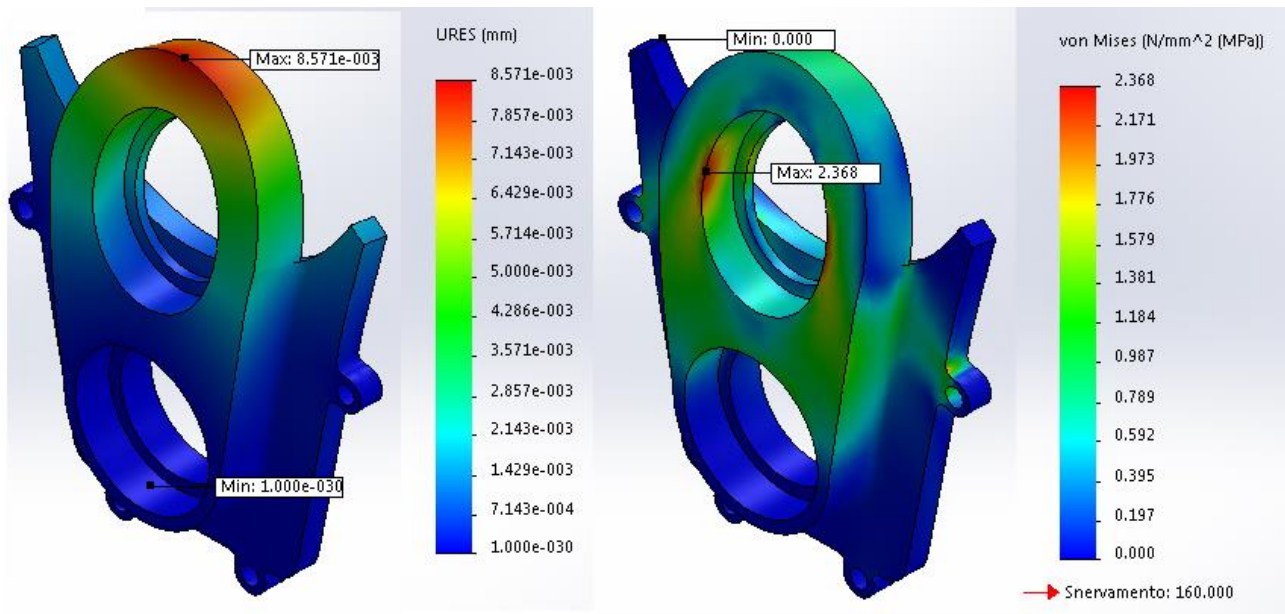


Le frecce colorate in viola descrivono l'applicazione del carico: infatti, seguendo le considerazioni fatte in precedenza durante l'analisi dei carichi, si nota che in quella zona in cui viene inserito l'albero elica, c'è una forza diretta verso l'alto; l'intensità della forza scelta nella simulazione è pari a quella analizzata nell'analisi dei carichi ed è rivolta nella stessa direzione.

Le frecce colorate in verde descrivono l'applicazione dei vincoli: infatti, seguendo le considerazioni fatte in precedenza durante l'analisi dei carichi, si nota che il mozzo in basso dove viene inserito l'albero del motore termico risulta essere fisso infatti quella zona è vincolata direttamente con l'aereo che in questo caso funge da telaio; inoltre considerando fissi gli altri elementi del coperchio, ho inserito dei vincoli in corrispondenza dei fori filettati che verranno utilizzati per gli accoppiamenti bullonati.

Dopo aver scelto il materiale del pezzo si esegue la simulazione: i risultati forniti riguardano tensioni, deformazioni e coefficiente di sicurezza.

In seguito riporto un esempio di risultato di una simulazione:

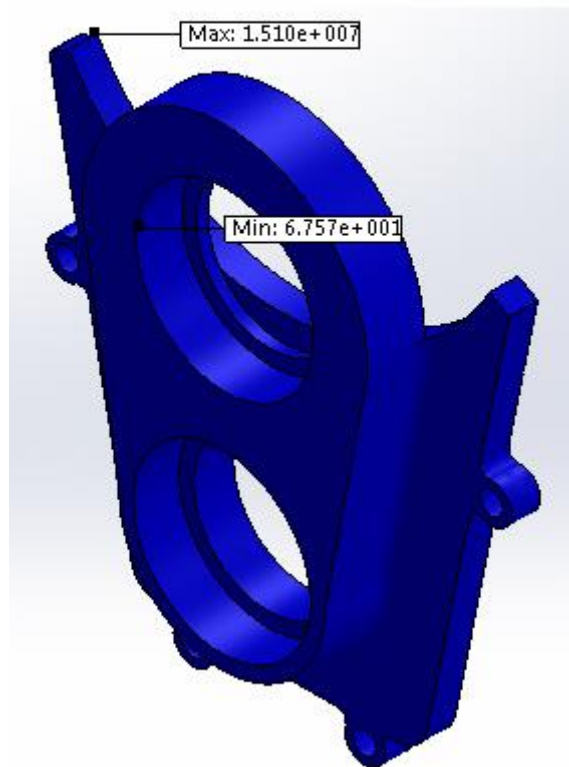


A destra è riportato il risultato della simulazione per quanto riguarda le deformazioni; a sinistra è riportato il risultato della simulazione per quanto riguarda le tensioni.

Infine deve essere verificato il rispetto del coefficiente di sicurezza che in questo caso non deve essere inferiore a 2,5.

Il coefficiente di sicurezza è verificato nei singoli elementi del carter e riporto in seguito il risultato di un elemento:

Nome del modello: coperchio3
Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
Tipo di grafico: Fattore di sicurezza Factor of Safety
Criterio : sollecitazione massima von Mises
Rosso < FOS = 25< Blu



Come si nota dal colore uniforme su tutto il corpo, il rispetto del fattore di sicurezza è verificato.

8,10 verifiche sugli alberi

In questo studio non è stata effettuata una verifica di resistenza sugli alberi tramite simulazioni.

In seguito sarà presentato un capitolo dedicato agli alberi, tuttavia faccio alcune premesse: le dimensioni degli alberi è la stessa proposta nei progetti precedenti per cui non ho effettuato le simulazioni perchè penso che siano già state fatte e che gli alberi siano sufficientemente sovradimensionati; inoltre non ho alterato le dimensioni degli alberi per non avere ulteriori problemi riguardo la geometria.

Detto questo, sarà possibile eseguire queste verifiche in studi futuri nel caso si decidesse di adottare questo progetto.

8,11 pregi e difetti

Infine valuto i pregi rispetto le prime soluzioni ed il progetto di partenza:

- questa soluzione è la meno ingombrante;
- ha un minor numero di elementi rispetto il progetto di partenza;
- ha un minor peso;
- è più affidabile per quanto riguarda l'utilizzo di un carter unico appositamente dimensionato rispetto ad elementi particolari come il blocchetto centrale;
- è molto affidabile anche per quanto riguarda la trasmissione.

Tra i difetti:

- il riduttore epicicloidale è sicuramente più costoso del riduttore utilizzato nel progetto di partenza.

CAPITOLO 9

GLI INGRANAGGI

9,1 premessa

Tutte le ruote dentate mostrate nei vari progetti illustrati fino ad ora sono state progettate direttamente tramite una funzione di SolidEdge V18.

La funzione denominata Spur Gearing di SolidEdge V18 consente di generare le ruote dentate di un ingranaggio semplicemente inserendo alcuni valori di base come il rapporto di trasmissione e la profondità delle ruote dentate; al fine di ottenere un ingranaggio ben dimensionato a seconda della potenza da trasmettere che rispetti i coefficienti di sicurezza previsti, è possibile agire su un gran numero di parametri per ottenere le ruote dentate ottimali.

In questo capitolo tuttavia si parlerà diffusamente delle ruote dentate in generale al fine di fornire informazioni utili per la progettazione delle ruote dentate.

9,2 tipologie di cedimento delle ruote dentate

Vaiolatura (pitting)

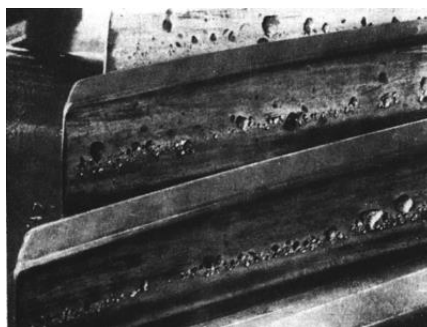
Consiste nella formazione di cavità sui fianchi attivi dei denti per distacco di particelle di materiale a seguito di ripetute ed elevate pressioni di contatto durante l'ingranamento; tale danno da affaticamento interviene solo dopo almeno $50 \cdot 10^3$ cicli di carico.

Il fenomeno di pitting è legato alle pressioni di contatto tra due corpi a differente curvatura e trova una spiegazione concettuale nella teoria di Hertz secondo la quale si raggiungono le condizioni critiche (di massima tensione) al

di sotto della superficie di contatto; da qui partono delle cricche verso l'alto dove il lubrificante tende ad incunarsi e formare dei crateri.

In realtà il meccanismo della vaiolatura è ben più complicato e non ancora del tutto chiarito; si consideri ad esempio come la presenza del lubrificante negli accoppiamenti rotolamento/strisciamento, ossia anche nei fianchi dei denti, determini una ripartizione della pressione differente da quanto si potrebbe prevedere in base alle equazioni di Hertz.

Quindi il calcolo della pressione mediante la teoria di Hertz non è un metodo esatto per la valutazione del pericolo di avaria ma costituisce lo stesso un buon indice della sollecitazione locale nel punto di contatto, per questo motivo viene assunto come legge di modello per il calcolo pratico della resistenza a vaiolatura introducendo poi dei fattori correttivi per tener conto delle reali condizioni di carico, di funzionamento, e delle molteplici semplificazioni effettuate. In figura sono raffigurati degli alveoli da pitting su una ruota cilindrica in acciaio bonificato.



I danni da pitting sono assolutamente inammissibili con gli ingranaggi cementati dell'industria aeronautica, poiché un cratere al piede del dente potrebbe costituire il punto di partenza per una rottura da fatica; inoltre con velocità elevate portano a vibrazioni e aumento delle forze secondarie dinamiche.

Per migliorare le capacità resistenziali si può intervenire in diversi modi e sulla geometria della dentatura e sul materiale e sulle proprietà del lubrificante; sono favorevoli un numero elevato di denti (ossia modulo piccolo, rapporto di contatto trasversale più elevato, nessuna zona di forte curvatura dei fianchi in prossimità del cerchio base, minori scostamenti di forma del fianco), uno spostamento positivo del profilo (con piccoli numeri di denti), un grande angolo di contatto (attenzione al minor rapporto di contatto trasversale), una dentatura alta (attenzione al pericolo di grippaggio), una rugosità ridotta dei fianchi; è soprattutto efficace un'elevata durezza dei fianchi, in particolare la durezza superficiale. Per quanto riguarda le proprietà del lubrificante devono essere tali da favorire la formazione di un velo portante.

Scheggiatura (spalling)

Con le ruote dentate a indurimento superficiale possono formarsi rotture di fianchi estese di tipo a rottura fragile, queste partono dalle stesse incrinature e pori che pure precedono la vaiolatura; in genere però sono più profonde e arrivano fin sotto lo strato indurito. Cause possibili sono il materiale difettoso, difetti nel trattamento termico o autotensioni dovute ad un forte sviluppo di calore alla rettifica della dentatura.

Rottura a fatica

Consiste nella rottura per fessurazione progressiva sotto carico variabile. Negli ingranaggi i denti sono sottoposti ad un carico periodicamente variabile in prevalenza flessionale (pulsante o alternato) che determina alla base del dente stesso una tensione ripetuta tale da poter generare una rottura da fatica.

La superficie di rottura presenta normalmente due zone distinte; una liscia e setosa che costituisce la zona di fatica propriamente detta, quella in cui la fessurazione è progressiva, e una zona detta a grani che corrisponde alla rottura finale di schianto. Da un attento studio di tali superfici si possono ricavare importanti informazioni sulle modalità e cause del guasto, ad esempio capire se l'incrinatura sia partita da un intaglio (dovuto a rettifica o rasatura), all'uscita della zona indurita al piede del dente, su un'inclusione di scoria, un'ossidazione limite, ecc.

Rottura da sovraccarico

È una rottura che si verifica sotto carico monotono crescente o statico per superamento del carico massimo ammissibile o anche sotto l'effetto di un urto (ad esempio prove di resilienza); sono situazioni che raramente si riscontrano (ad esempio in caso di bloccaggio).

La superficie di rottura è scabra e fessurata, si sviluppa sull'intera sezione trasversale del piede.

Rottura allo spigolo del dente

Rottura da sovraccarico o da fatica, a causa di un carico irregolare sulla larghezza del dente; è la causa più frequente della rottura.

Rimedi che possono essere adottati contro le rotture sopra elencate sono: l'adozione di grandi moduli, spostamenti positivi di profilo (con piccoli numeri di denti), angolo maggiore di pressione trasversale (entro i limiti), dentatura

alta (pericolo di grippaggio), indurimento superficiale, compreso il raccordo di piede del dente, grande raccordo di base senza scanalature.

Grippaggio

Si deve sempre ad una mancanza locale di lubrificazione dei fianchi dei denti. Contrariamente alla vaiolatura e alla rottura dei denti, il grippaggio non rappresenta alcun danno da affaticamento, mentre un sovraccarico di breve durata può già portare a danni da grippaggio.

Se non si prendono contromisure, la potenza dissipata, la temperatura e l'usura aumentano, come pure le oscillazioni e il rumore, per cui da ultimo vi è il pericolo di una rottura di denti.

Si pensa che la pellicola lubrificante risulti interrotta a causa di un carico e di una temperatura elevati, per cui i fianchi dei denti si saldano localmente tra di loro, e a causa del moto relativo si producono scanalature e segni di grippaggio. Eventuali rimedi possono essere: aumentare la viscosità del lubrificante e intervenire con additivi; alleggerire i fianchi di dente mediante una spoglia (per ridurre la zona ad alta velocità di strisciamento); sono favorevoli tutti gli interventi che portano alla diminuzione delle temperature dei fianchi.

Usura

L'usura da strisciamento è considerata positivamente fintanto che essa porta a un livellamento delle punte di rugosità per asportazione o deformazione, migliora la superficie di lavoro e poi non progredisce ulteriormente (rodaggio).

A seconda della causa, possiamo distinguere due meccanismi di usura:

Usura a marcia lenta

Spessori di meato inferiori a $0,1 \mu\text{m}$ (dovuto ad alti carichi e marcia lenta, sotto $0,5 \text{ m/s}$ di velocità periferica) portano all'asportazione continua di materiale per

sfregamento. Si formano dapprima delle erosioni tra il cerchio base e il cerchio primitivo di funzionamento, poi tra quest'ultimo e il cerchio di testa; infine il materiale risulta asportato in parallelo alla sagoma formatasi (anche sul cerchio primitivo di funzionamento).

All'accoppiamento di ruote con differenze anche piccole di durezza superficiale si usura quasi esclusivamente quella più dolce.

Hanno un effetto positivo tutti i provvedimenti che portano ad un maggiore spessore di pellicola lubrificante (oltre alla viscosità in particolare una velocità superiore).

Usura per abrasione:

Si produce a causa di impurità contenute nell'olio lubrificante (abrasione, polvere da molatura, terra da fonderia, scorie, polvere, ecc.).

Possibili rimedi sono un buon filtraggio dell'olio e una tenuta stagna.

9,3 La normativa UNI 8862 e ISO 6336

La normativa fornisce le formule per un calcolo orientativo da utilizzare quando non si dispone di metodi più accurati di determinazione o verifica, pertanto il risultato globale, in quanto dipendente dall'esatta assunzione dei singoli fattori, non è garanzia di resistenza, ma dà un valido orientamento per essa e per le sue variazioni al variare dei dati di progettazione.

Si considera la resistenza al pitting e a rottura delle dentature per ingranaggi cilindrici esterni ad assi paralleli con profilo ad evolvente.

Resistenza al pitting

Si valuta la pressione sui fianchi dei denti applicando la legge di Hertz al contatto di due superficie tenendo conto di tutte le cause di sovraccarico.

Il suddetto valore è poi confrontato con la pressione limite di fatica (dedotta da esperienze di laboratorio e industriali) opportunamente ritoccata per adeguarla all'ingranaggio in esame.

Resistenza a rottura (fatica)

Si valuta la tensione di flessione al piede del dente, nel punto che si ritiene più pericoloso, tenendo conto di tutte le cause di sovraccarico.

Tale valore è poi confrontato con la tensione limite di fatica (dedotta sperimentalmente su denti di ingranaggi) opportunamente ritoccata in relazione alle condizioni di funzionamento dell'ingranaggio in questione.

Fattore di sicurezza e calcolo della durata limitata

Dal rapporto fra la tensione limite (pressione nel caso di resistenza al pitting) della ruota dentata e la tensione calcolata, si ottiene il fattore di sicurezza. Per entrambe le valutazioni di resistenza si può eseguire un calcolo a durata limitata (per un numero di cicli relativamente basso) introducendo un opportuno fattore di durata che va ad influire sul valore della massima pressione o tensione ammissibile.

Resistenza statica

La resistenza statica ad un sovraccarico accidentale di qualunque natura (spesso di natura dinamica) si verifica implicitamente attribuendo un valore massimo ai fattori di durata in modo da evitare cedimenti plastici della superficie e del piede del dente, tali da causare avaria.

9,4 formule fondamentali

Forza tangenziale di riferimento F_t (tangente al cilindro primitivo di riferimento di pignone e ruota, e perpendicolare al piano passante per gli assi di pignone e ruota)

$$F_t = \frac{2000 \cdot Mt_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (\text{N})$$

dove.

$Mt_{1,2}$ è il momento torcente sull'asse rispettivamente del pignone e della ruota misurato in Nm.

$d_{1,2}$ è il diametro primitivo espresso in mm.

Condizione di resistenza al pitting per fatica a pressione di superficie

Deve essere verificata per pignone e ruota

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (\text{N/mm}^2)$$

dove σ_H pressione di contatto (di Hertz) è:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

(il valore della larghezza di fascia b da assumere è pari alla larghezza di sovrapposizione)

dove σ_{HP} pressione di contatto ammissibile è:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$$

(i vari termini presenti nelle formule verranno in parte definiti in seguito quando si effettuerà la verifica delle ruote, tuttavia si rimanda alla normativa per avere delle informazioni più precise).

Condizione di resistenza a rottura del dente per fatica a flessione

Deve essere verificata per pignone e ruota

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (\text{N/mm}^2)$$

dove σ_F tensione equivalente al piede del dente nel punto più sollecitato (tensione effettiva) è:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot (K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha})$$

dove σ_{FP} tensione ammissibile è:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

(la definizione dei vari termini verrà in parte effettuata in seguito, si rimanda alla norma per avere maggiori informazioni).

Significato dei vari termini

Application Factor	K_A
Dynamic Factor	K_{Hv}
Face Load Factor	K_{Hb}
Transverse Load Factor	K_{Ha}
Total	K_H
One-time Overloading Factor	K_A
Elasticity Factor	Z_e
Zone Factor	Z_h
Contact Ratio Factor	$Z_{\epsilon ps}$
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B
Life Factor	Z_n
Lubricant Factor	Z_l
Roughness Factor	Z_r
Velocity Factor	Z_v
Helix Angle Factor	Z_β
Size Factor	Z_x
Work Hardening Factor	Z_w
Application Factor	K_A
Dynamic Factor	K_{Hv}
Face Load Factor	K_{Hb}
Transverse Load Factor	K_{Ha}

Total	KH
One-time Overloading Factor	KA S
Elasticity Factor	Ze
Zone Factor	Zh
Contact Ratio Factor	Zeps
Single Pair Tooth Contact Factor	ZB
Life Factor	Zn
Lubricant Factor	Zl
Roughness Factor	Zr
Velocity Factor	Zv
Helix Angle Factor	Zb
Size Factor	Zx
Work Hardening Factor	Zw

CAPITOLO 10

GLI ALBERI

10,1 premessa

Gli alberi sono stati progettati secondo le considerazioni proposte negli studi precedenti: dimensioni e materiali sono infatti già stati studiati e verificati idonei a questo progetto.

In questo capitolo mi limiterò a riproporre le considerazioni principali necessarie alla comprensione delle scelte fatte, inoltre effettuerò una verifica su un albero per evidenziare lo schema di calcolo da utilizzare in queste circostanze.

In generale gli alberi possono anche essere ricavati per lavorazione diretta al tornio da barre cilindriche, o ottenuti da fusioni di ghisa; gli alberi a gomiti sono ordinariamente ottenuti per stampatura da masselli d'acciaio semiduro al carbonio con o senza cromo e manganese (specialmente nei grossi alberi) o d'acciai speciali legati, da bonifica o nitrurazione (per motori veloci da trazione);

Gli acciai usati per la costruzione degli alberi sono generalmente acciai comuni, aventi $R = 600 \div 700$ MPa, $C = 0,35 \div 0,45$ %. Negli alberi a gomito dei motori aeronautici, fortemente sollecitati, si usano invece acciai al Cr-Mo (1,1 \div 1,2% Cr; 0,2 \div 0,25% Mo) o al Cr-Ni-Mo (1,3% Cr; 2,2% Ni; 0,3 % Mo) aventi $s = 55 \div 90$, $R = 90 \div 120$ MPa.

Un acciaio speciale ad alta resistenza ($\sigma_B = 900 \div 1050$ MPa), ma con minori percentuali di elementi speciali è il 38 NCD 4. Come accennato, sono anche usati alberi in ghisa (malleabile, sferoidale, legata, acciaiata, grigia di qualità)

con $R = 450 \div 900$ MPa; i quali, se ben costruiti, raggiungono resistenze solo di poco inferiori a quelle dei corrispondenti alberi d'acciaio.

Gli alberi fucinati in acciaio sono oggi estremamente diffusi nelle costruzioni automobilistiche particolarmente nei motori di prestazioni elevate.

10,2 materiale impiegato per gli alberi

Nel caso specifico in esame è stato utilizzato per la progettazione degli alberi un acciaio da bonifica 300M Ultrahigh Strength Steel, che viene indurito superficialmente tramite un processo di nitrurazione ionica. Questo materiale è lo stesso utilizzato per l'albero del motore termico FIAT 1.9 jtd.

A seguire sono riportate la composizione chimica e le proprietà dell'acciaio 300M:

Componente	Wt. %Min	Wt. %Max
C	0,38	0,46
Si	1,45	1,80
Mn	0,60	0,90
P	-----	0,01
S	-----	0,01
Cr	0,70	0,95
Mo	0,30	0,65
Ni	1,65	2,00
V	0,05	-----

Densità(ρ) = 7,834 kg/dm³

Proprietà meccaniche:

	Min	Max
Durezza Brinell	285	
Tensione a rottura a trazione [N/mm ²]	1930	2102
Tensione di snervamento a trazione [N/mm ²]	1710	
Modulo di elasticità[N/mm ²]	-----	205000
Modulo di elasticità tangenziale[N/mm ²]	-----	81400

Le proprietà meccaniche sopra elencate sono riferite alla temperatura ambiente di 20°C.

Il 300M è un acciaio basso legato da bonifica con una elevata resistenza. Costituisce una modifica dell'acciaio AISI 4340, andando ad aumentare la quantità di silicio, che ha la funzione di aumentare sia il limite elastico sia la resistenza del materiale. Su questo acciaio viene effettuata una preliminare normalizzazione a 926°C, seguita da un trattamento di tempra con riscaldamento a circa 870°C e raffreddamento in olio per ottenere la struttura martensitica, in seguito viene fatto un rinvenimento parziale a circa 350-400°C, che permette di avere martensite parzialmente rinvenuta, il cui scopo è quello di elevare sia il limite elastico sia le proprietà resistenziali. Il passaggio successivo è quello della lavorazione alle macchine utensili ed infine si opera la nitrurazione.

E' veramente una buona combinazione di resistenza, di tenacità e duttilità. Questo acciaio viene utilizzato per i carrelli degli aerei, bulloni alto resistenziali e per vari parti di utilizzo aeronautico.

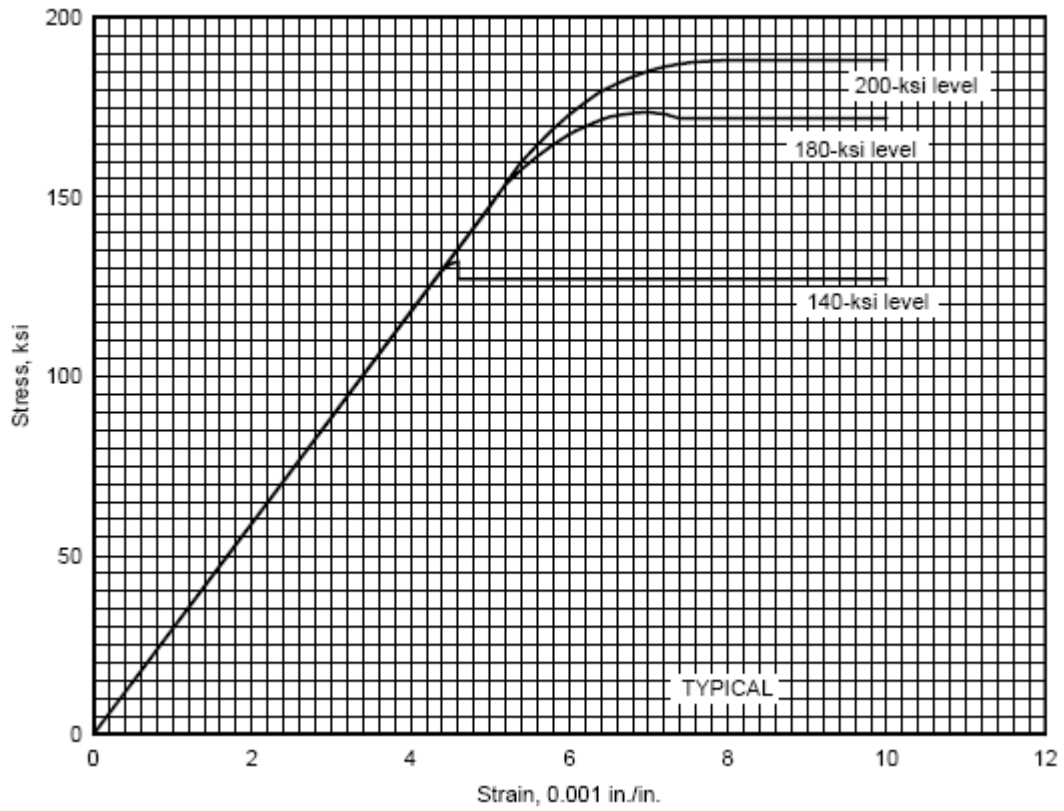


Fig. 4.3 Grafico tensione deformazione AISI 4340

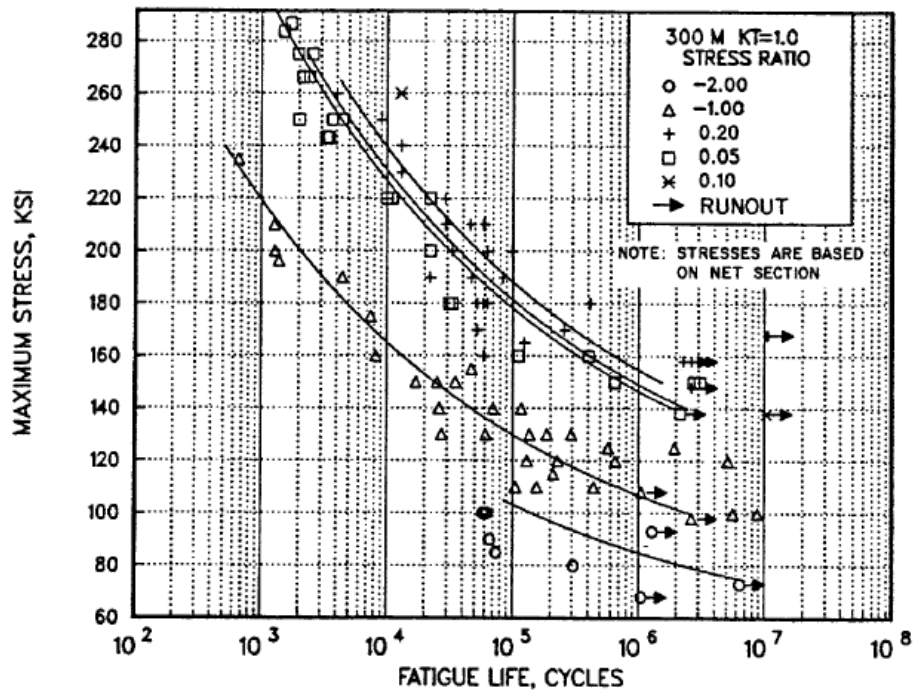


Figure 2.3.1.4.8(a). Best-fit S/N curves for unnotched 300M alloy forging, $F_{tu} = 280$ ksi, longitudinal and transverse directions.

Product Forms: Die forging, 10 x 20 inches
CEVM
Die forging, 6.5 x 20 inches
CEVM
RCS billet, 6 inches CEVM
Forged Bar, 1.25 x 8 inches
CEVM

Properties: TUS, ksi TYS, ksi Temp., °F
274-294 227-247 RT

Specimen Details: Unnotched
0.200 - 0.250 inch diameter

Surface Condition: Heat treat and finish grind
to a surface finish of RMS
63 or better with light
grinding parallel to
specimen length, stress
relieve

Test Parameters:
Loading - Axial
Frequency - 1800 to 2000 cpm
Temperature - RT
Atmosphere - Air

No. of Heat/Lots: 6

Equivalent Stress Equation:
 $\log N_f = 14.8 - 5.38 \log (S_{eq} - 63.8)$
 $S_{eq} = S_a + 0.48 S_m$
Std. Error of Estimate, $\log (\text{Life}) = 55.7 (1/S_{eq})$
Standard Deviation, $\log (\text{Life}) = 1.037$
 $R^2 = 82.0$

Sample Size = 104

[Caution: The equivalent stress model may
provide unrealistic life predictions for stress
ratios beyond those represented above.]

10,3 dimensionamento degli alberi

Lo schema di calcolo che propongo è utilizzato ampiamente nel mondo della progettazione.

In questo paragrafo illustro le regole principali da seguire con diversi tipi di sollecitazioni.

Dimensionamento degli alberi a flessione

Formule da usare:

- progettazione:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_f}{\sigma_{am}}} \quad \sigma_{am} = \frac{R}{\eta}$$

- verifica:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f} \leq \sigma_{am}$$

con:

d = diametro [mm]

R = carico di rottura [N/mm²]

M_f = momento flettente massimo [Nmm]

W_f = modulo di resistenza a flessione [mm³]

h = grado di sicurezza da 3 a 5 per carichi statici; da 9 a 15 per carichi dinamici.

σ_{am} = carico unitario di sicurezza ammissibile [N/mm²]

Dimensionamento degli alberi a torsione

Formule da usare:

- progettazione:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_t}{\sigma_{am}}} \quad \tau_{am} = \frac{4 \cdot \sigma_{am}}{5}$$

- verifica:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \leq \sigma_{am}$$

con:

d = diametro [mm]

R = carico di rottura [N/mm²]

M_t = momento torcente massimo [Nmm]

W_t = modulo di resistenza a torsione [mm³]

h = grado di sicurezza da 3 a 5 per carichi statici; da 9 a 15 per carichi dinamici.

σ_{am} = carico unitario di sicurezza ammissibile [N/mm²]

Dimensionamento degli alberi a flesso-torsione

Formule da usare:

- progettazione:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{fid}}{\sigma_i}} \quad M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2}$$

- verifica:

$$\sigma_{id} = \sqrt[3]{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{am} \quad \sigma = \frac{M_f}{W_f}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

con:

d = diametro [mm]

R = carico di rottura [N/mm²]

M_f = momento flettente massimo [Nmm]

M_{f id} = momento flettente ideale [Nmm]

W_t = modulo di resistenza a torsione

W_f = modulo di resistenza a flessione

10,4 norme di proporzionamento

Dopo aver ottenuto il diametro teorico si procede alla determinazione del diametro effettivo dell'albero, che tenga conto delle maggiorazioni necessarie per la realizzazione di cave per linguette o di gole di scarico per le filettature, per poi procedere all'arrotondamento secondo la serie dei numeri normali di Renard e il rispetto delle norme di proporzionamento grafico dell'albero di trasmissione.

Per alberi a sezione costante non ci sono norme particolari da seguire, è sufficiente rispettare il diametro di progetto.

Per alberi a sezione variabile invece bisogna rispettare diverse norme:

- la variazione di diametro deve avvenire con continuità mediante tratto conico o con piccoli gradini successivi;
- senza spigoli vivi ma con almeno un raccordo $R > d/2$;
- quando è necessario ricavare uno spallamento per appoggio di cuscinetti,

boccole o supporti, la norma impone che la variazione di diametro sia $<$ al 20%, e con un raccordo che può essere superato con l'interposizione di una ralla;

- oppure con la realizzazione di una gola di scarico quando è necessaria una battuta di appoggio con diametro in tolleranza;
- utilizzo di un distanziale per un bloccaggio assiale di spinta senza giochi.

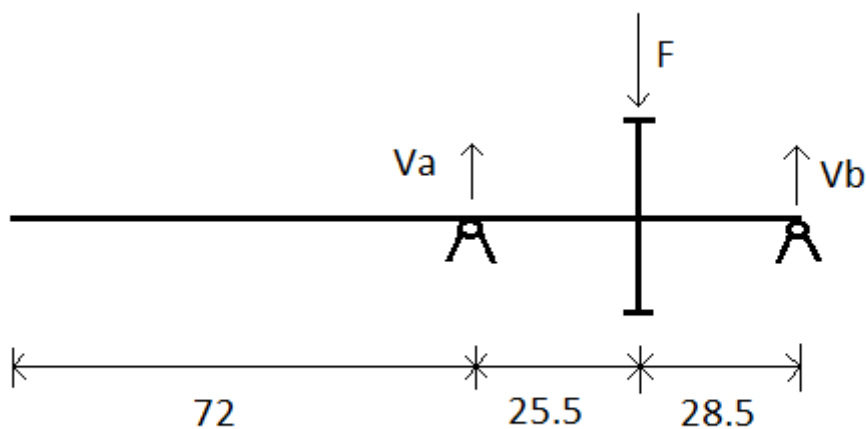
La parte centrale dell'albero è stata scaricata per favorire un corretto montaggio dei distanziali.

10,5 verifica di un albero

Come detto all'inizio del capitolo, eseguo una verifica numerica su un albero per dimostrare che è stato progettato correttamente.

Tutti gli alberi presenti nel progetto hanno un diametro di 30 mm, e sono sufficientemente sovradimensionati per sopportare carichi flessionali, torsionali e flesso-torsionali.

Eseguo ora una verifica a flessione sull'albero del motore termico.



L'albero può essere schematizzato come segue:

con:

- F = reazione dovuta alla spinta assiale generata durante la trasmissione tra le ruote dentate con l'albero elica e vale 1851 N;
- V_a e V_b reazioni vincolari da determinare.

Le reazioni vincolari causano una flessione dell'albero nel punto in cui viene esercitata la forza F .

Ricavo V_a e V_b facendo l'equilibrio alla rotazione intorno alla cerniera di destra:

- $V_a \cdot 54 - F \cdot 28,5 = 0$;

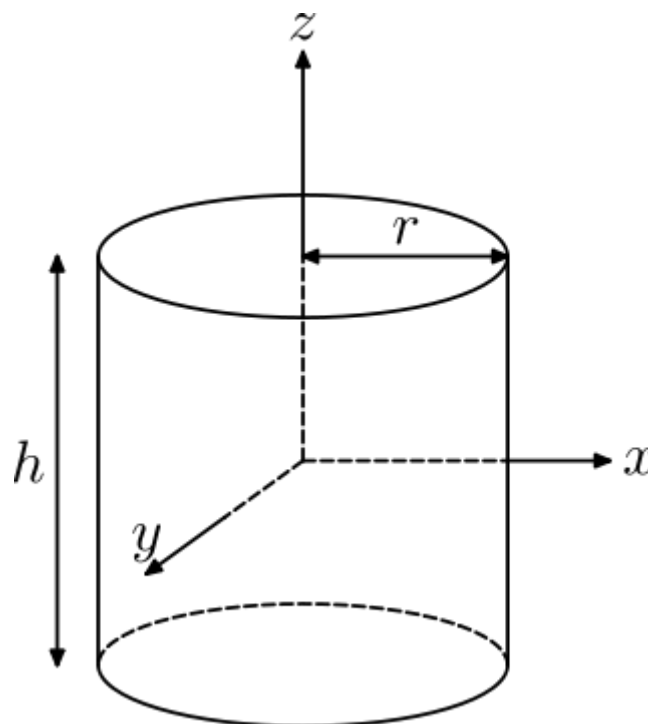
- $V_a + V_b = F$;

ricavo $V_a = 976,91$ N e $V_b = 874,09$ N.

Il momento flettente massimo si ha in corrispondenza del punto di applicazione della forza e vale:

$$M_f = V_a \cdot 25,5 = V_b \cdot 28,5 = 249110 \text{ Nmm.}$$

Il modulo di resistenza a flessione W_f è dato dal rapporto tra momento d'inerzia rispetto l'asse di rotazione dell'albero durante la flessione ed il raggio dell'albero (dal momento che la sezione dell'albero è circolare); per maggior chiarezza riporto un'immagine esemplificativa:



Si deve calcolare il momento d'inerzia rispetto l'asse y o x (è indifferente), tuttavia si deve calcolare nella sezione da esaminare ovvero quella in corrispondenza del punto di applicazione della forza.

Pertanto in realtà si deve calcolare il momento d'inerzia di una sezione circolare e vale:

Pertanto W vale:

$$W = J/r = 2650 \text{ mm}^3$$

La tensione massima sull'albero è localizzata sulla sezione in corrispondenza della forza e vale:

$$\sigma = Mf/W = 94 \text{ N/mm}^2$$

Infine bisogna verificare che σ sia minore di σ_{amm} ;

Calcolo σ_{amm} :

$$R = \text{carico di rottura} = 1930 \text{ N/mm}^2 ;$$

h = grado di sicurezza da 3 a 5 per carichi statici; da 9 a 15 per carichi dinamici;

$$\sigma_{amm} = R/h = 1930/15 = 128,66 \text{ N/mm}^2$$

In conclusione è verificata la condizione $\sigma < \sigma_{amm}$.

Facendo i conti al contrario: il diametro d dell'albero in fase di progetto si calcola con la formula seguente:

$$d = (10 * Mf / \sigma_{amm})^{0,33}.$$

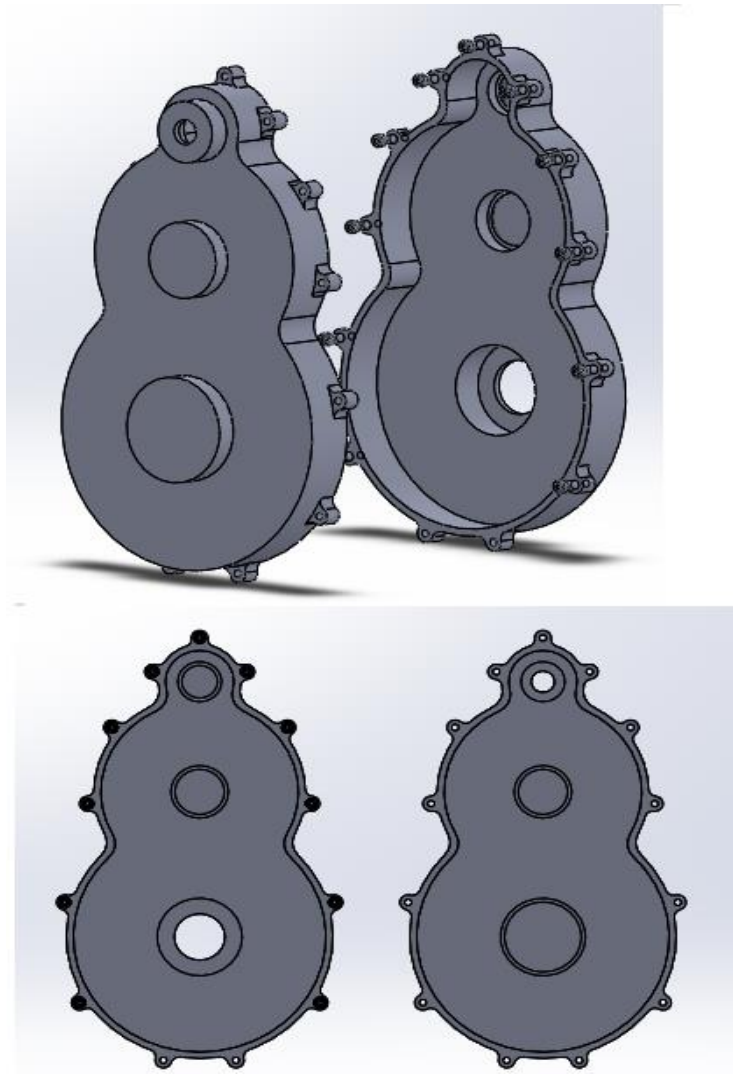
Facendo i calcoli si nota che il diametro di progetto d è di circa 13 mm, quindi meno della metà di quello utilizzato.

CAPITOLO 11

IL CARTER

11,1 cenni sulla soluzione iniziale

La scatola del riduttore attuale è composta da due semicarter ottenuti da un taglio ortogonale agli assi degli alberi come illustrato nelle figure seguenti.



Tale conformazione permette un alloggiamento ottimale dei cuscinetti volventi e la realizzazione di una forma molto compatta, aderente al motore.

Il materiale utilizzato è una lega di alluminio classificata come GDA1Si9; la sua densità è di circa un terzo di quella del ferro e pari a $2,75 \text{ Kg/ dm}^3$, il suo modulo elastico $E = 70000 \text{ N/mm}^2$. Le caratteristiche resistenziali sono: resistenza a trazione $R_m = 220 \text{ N/mm}^2$, carico unitario di scostamento dalla proporzionalità $R_{p0,2} = 120 \text{ N/mm}^2$. Il carter viene realizzato per pressofusione in conchiglia, soluzione che permette di ottenere getti di elevata qualità e con strette tolleranze; viene poi sottoposto al trattamento di ippatura, operazione che consente di eliminare o almeno ridurre tutte le eventuali cavità interne del pezzo.

11,2 nuova configurazione

La morfologia del carter in generale viene disegnata sulla base dei meccanismi che contiene e supporta. Le scelte innovative effettuate per le ruote, descritte nei precedenti capitoli, hanno portato allo sviluppo di un carter totalmente diverso da quello attuale.

Si è quindi riprogettato l'intero basamento con una particolare attenzione alla affidabilità richiesta e al peso.

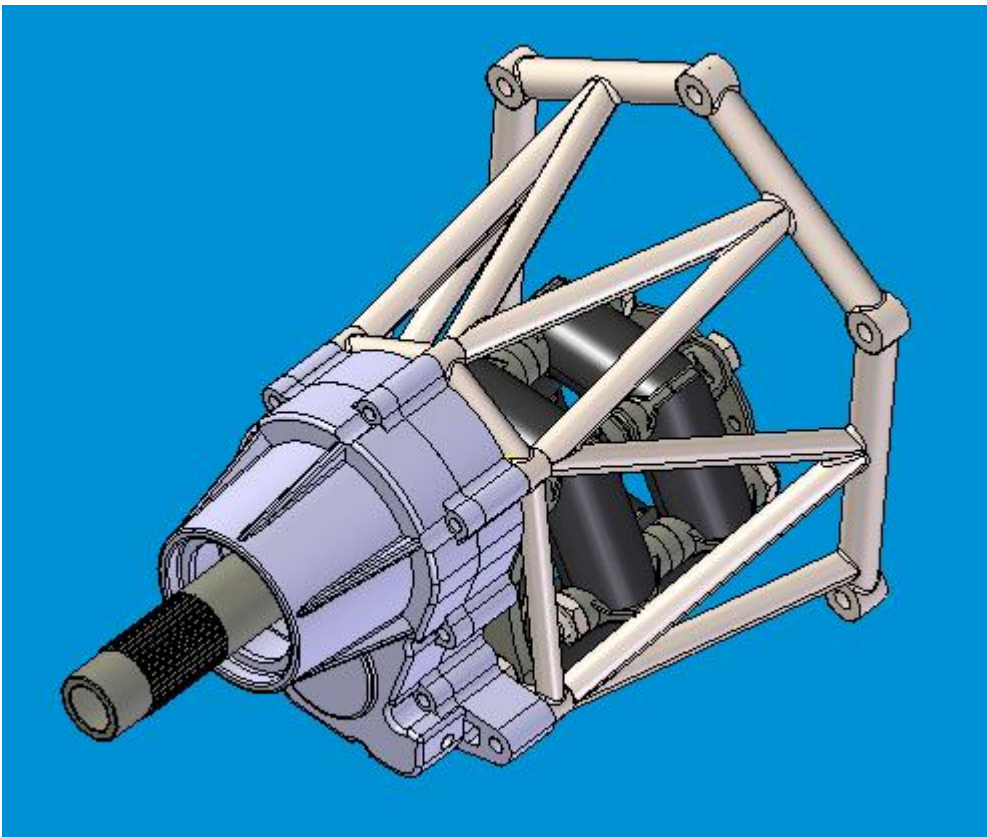
Il flusso di lavoro si è articolato in una prima modellazione di un progetto di base attraverso il software Solidworks. Tale modello è nato da considerazioni prettamente legate alla geometria del riduttore epicicloidale, agli ingombri e spazi disponibili. In seguito si è effettuata l'analisi strutturale e la verifica della capacità resistenziale agli elementi finiti mediante la funzione di Solidworks

chiamata SimulationXpress, e di pari passo sono state apportate continue e importanti modifiche fino al raggiungimento di una soluzione ottimale. In questo processo un ruolo importante è svolto anche dal materiale scelto.

Ho deciso di adottare una forma “scatolata” e poco piatta che ha aumentato la rigidità e la resistenza complessiva dando quindi la possibilità di usare spessori più sottili e di conseguenza il peso risulta essere inferiore.

L'approccio seguito è stato modellare il carter in modo tale da avvolgere le ruote, raggiungendo poi i punti di ancoraggio al motore con dei braccetti opportunamente nervati.

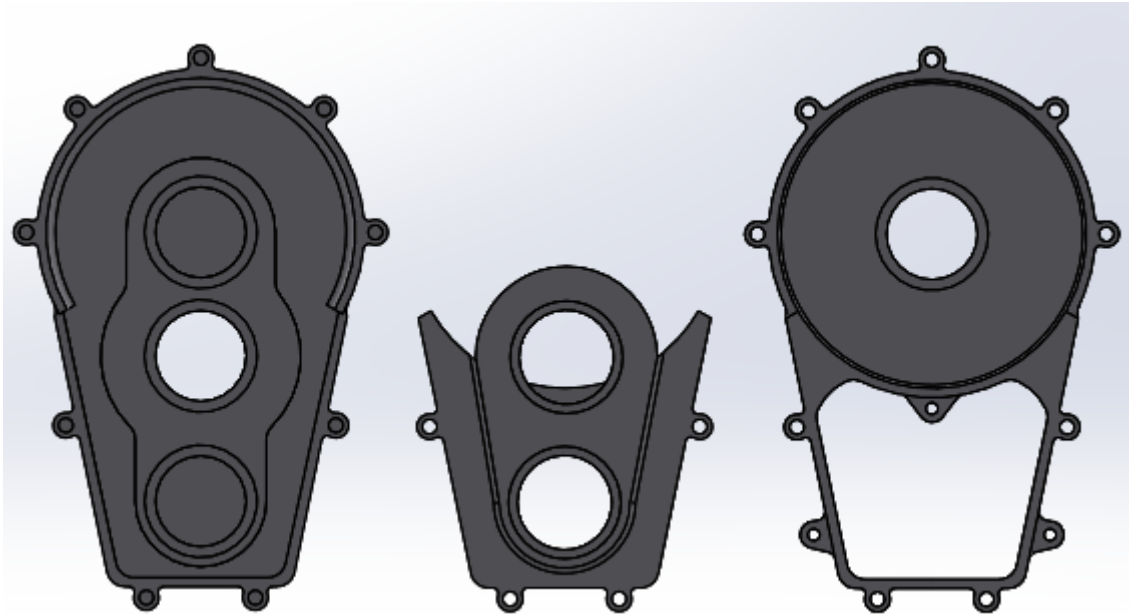
Infatti l'assemblaggio al motore viene effettuato mediante un telaio opportunamente dimensionato che sorregge il carter come era stato fatto nel progetto iniziale:

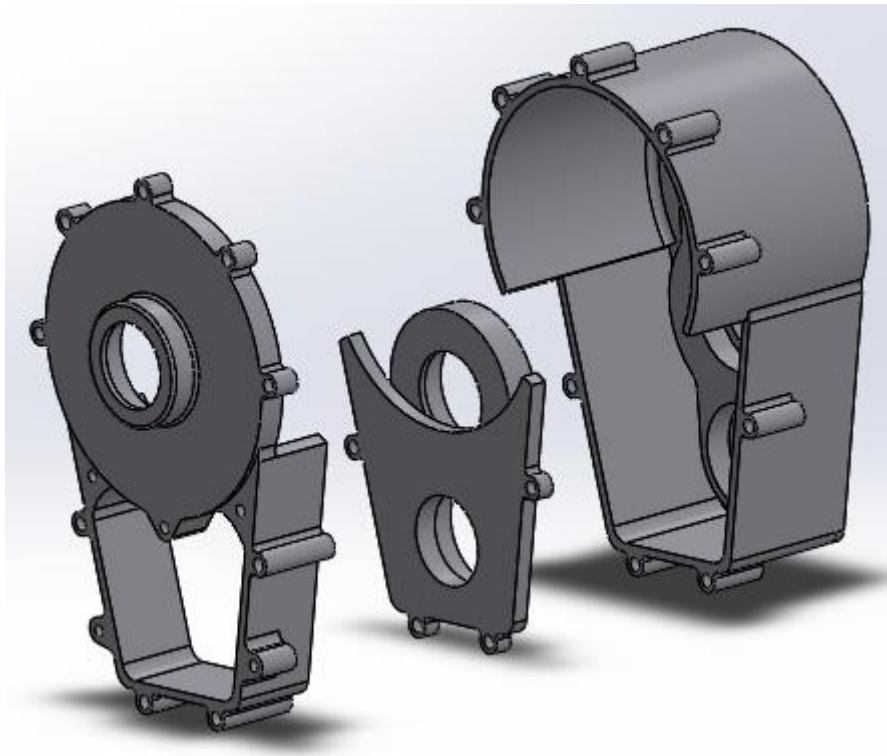


Come si può vedere il carter del riduttore aveva una forma tale da permettere

facilmente il fissaggio con il telaio di sostegno; seguendo in parte quella geometria, ho progettato i punti di ancoraggio nel nuovo carter.

Il nuovo carter è costituito da 3 parti opportunamente sagomate, pertanto è molto diverso dalle soluzioni precedenti che prevedevano solo 2 parti:





11,3 materiale, spessore e processo di fabbricazione

La scelta del materiale e del processo di fabbricazione ha un ruolo fondamentale in tutto il progetto e le caratteristiche geometriche del carter come lo spessore minimo da adottare, sono fortemente legate a tali valutazioni.

Vanno considerati molteplici fattori tra i quali la funzione richiesta al componente, la sua durata, le sollecitazioni che agiscono su di esso. Nei progetti precedenti si è adottata la lega di alluminio GD- AlSi9 che, come ci indica la lettera D, viene pressofusa in conchiglia. Il principale alligante, il silicio, migliora sensibilmente la colabilità, la fluidità della lega e inoltre riduce il coefficiente di dilatazione termica, quindi conferisce particolari qualità molto utili per la realizzazione di getti e di saldature. Le leghe di alluminio si sono affermate per la loro colabilità, per l'assenza di fragilità a caldo, per la leggerezza, e per la resistenza alla corrosione.

In quella circostanza si presero contatti con una fonderia in provincia di Modena per avere una indicazione di massima su quale poteva essere lo spessore minimo di un getto presso fuso in conchiglia di questa lega, affinché la gettata andasse a buon fine. Il consiglio che hanno fornito è quello di non abbassarsi sotto i 3 mm di spessore per un getto in conchiglia a gravità, mentre si può arrivare anche sui 2 mm, per una fusione in pressione. Al di sotto di tali misure non viene garantita una colata uniforme. Ovviamente la tecnica utilizzata per i componenti in questione è la pressofusione, in quanto il nostro obiettivo è la riduzione del peso anche a fronte di maggiori costi.

Sulla base di questi dati ho deciso di progettare il carter con uno spessore iniziale di 5 mm.

In seguito all'osservazione di molte applicazioni aeronautiche e di altri studi simili effettuati in precedenza si è considerata la possibilità di utilizzare una lega al magnesio. Queste sono caratterizzate da una densità ancor più bassa $\rho = 1,8 \text{ Kg/dm}^3$; possiedono però un minor modulo elastico $E = 43000 \text{ N/mm}^2$ e quindi una minore rigidità. Le leghe al magnesio presentano diversi vantaggi e problematiche di cui parleremo molto dettagliatamente nel prossimo capitolo.

Si è scelta una speciale lega molto costosa che però presenta ottime caratteristiche resistenziali, denominata AZ 91 HP (high purity) il cui carico di rottura è 225 N/mm^2 e di snervamento 160 N/mm^2 .

Il problema della minore rigidità rispetto alla lega di alluminio è stato risolto mantenendo uno spessore di 5 mm che molto maggiore rispetto allo spessore minimo di 2 mm; il peso è comunque rimasto su valori molto bassi, infatti per questa nuova soluzione è pari a soli 2,6 Kg, due chili in meno rispetto al carter in alluminio.

Il carter viene realizzato mediante pressofusione in conchiglia, ossia la lega viene fusa e pressata all'interno di una forma in acciaio resistente alle alte temperature. Con le fusioni in conchiglia si possono ottenere getti di elevata

qualità e con strette tolleranze.

La qualità del getto è legata anche alla elevata pressione con la quale il metallo viene iniettato nella conchiglia, che permette di diminuire la possibilità di formazione di cavità.

Il trattamento al quale viene infine sottoposto il basamento, come tutte le altre parti del riduttore, è il trattamento di ippatura; consiste nel mettere il pezzo in un ambiente ad elevata pressione e temperatura, il getto ne esce così compattato. L'operazione di ippatura, (Hot Isostatic Pressing, HIP), se propriamente effettuata, consente di eliminare o perlomeno di ridurre considerevolmente tutte le eventuali cavità interne del pezzo realizzato, consente inoltre di aumentare la capacità resistenziale. Qualora poi il pezzo fosse difettoso l'ippatura ne determinerebbe l'esplosione, di conseguenza è anche un ottimo strumento di verifica della qualità.

CAPITOLO 12

IL MATERIALE DEL CARTER

12,1 il magnesio

Il magnesio con altri metalli impiegati nella pressofusione presenta vantaggi notevoli come il peso specifico di soli 1,8 gr/cm³.

La solubilità del ferro da parte del magnesio è praticamente trascurabile per cui può essere fuso in crogioli di ferro; non provoca erosioni sugli stampi non provoca saldature fra metallo e stampo. Ha un modesto calore di solidificazione e inoltre permette elevate velocità di lavorazione meccanica (circa il doppio delle leghe di alluminio).

Svantaggi derivano dalla sua presunta infiammabilità e predisposizione alla corrosione.

Se il metallo viene trattato con tecniche adeguate non vi è alcuna ragione di temere né la infiammabilità né la corrosione.

Il rischio di infiammabilità è oggi ridotto al minimo con l'aggiunta nella lega di una piccola percentuale di berillio che ossidandosi crea una pellicola sul pelo del bagno proteggendo dal contatto con l'atmosfera il metallo sottostante. Il magnesio viene fuso e mantenuto in un'atmosfera protettiva di anidride solforosa e ultimamente in un'atmosfera inerte di una miscela di anidride carbonica (CO₂) e una piccola percentuale (0,4-0,6) % di esafluoruro di zolfo, SF₆.

Per quanto riguarda la lavorazione meccanica dei pezzi in magnesio per prevenire la possibilità di incendio sono sufficienti alcune semplici misure precauzionali.

La corrosione dei manufatti di magnesio derivate in passato principalmente da frequenti inclusioni di sali in seno alla lega è stato praticamente eliminato da quando nella pressofusione è stato totalmente eliminato l'impiego di flussi. Un'atmosfera inerte come detto sopra e un crogiolo in acciaio sono spesso gli unici requisiti richiesti per la fusione del magnesio.

12,2 vantaggi del magnesio

L'uso di leghe a base di magnesio sta rapidamente diffondendosi nella produzione di getti colati sotto pressione sostituendo le tradizionali leghe di alluminio.

Fino a poco tempo fa limitato alla produzione di componenti per l'industria elettronica e degli utensili portatili professionali, il magnesio trova oggi applicazioni sempre più diffuse nell'industria automobilistica.

La riduzione di peso e la possibilità di facilitare il montaggio sono le ragioni che spingono nella direzione indicata.

Le caratteristiche meccaniche della lega di magnesio AZ 91 normalmente usata nella pressofusione non si discostano molto da quelle della lega di alluminio A 380 al 8,5% di silicio di normale utilizzazione.

In particolare il carico di rottura è di 19,5 Kg/mm² contro 25 Kg/mm² delle leghe di Al con un notevole vantaggio di peso specifico che passa da 2,7 gr/cm³ a 1,82 con una riduzione del 33%. Le altre caratteristiche sono limitatamente migliori per le leghe di alluminio ad eccezione dell'allungamento.

Il problema della corrosione che ha rappresentato per molto tempo il limite di applicazione delle leghe di Mg è stato risolto e sono disponibili sul mercato numerosi trattamenti di protezione superficiale che permettono di utilizzare getti di Mg per applicazioni anche integrative in ambienti con presenza di atmosfere saline.

12,3 leghe di magnesio

Il peso specifico di queste leghe è dell'ordine di (1,74÷1,83) gr/cm³ e ciò giustifica la denominazione di leghe ultraleggere. Le leghe di magnesio vengono usate per la fabbricazione di pezzi ottenuti mediante fusione e fusione sotto pressione e per la preparazione di billette per l'estrusione e lo stampaggio a caldo. L'alluminio è l'allegante più importante seguono nell'ordine: lo zinco il manganese il zirconio il torio e metalli delle terre rare che danno le seguenti caratteristiche alla lega:

- Alluminio, migliora la colabilità e aumenta la resistenza meccanica
- Zinco, aumenta l'allungamento
- Manganese, contrasta la corrosione
- Zirconio, affina il grano
- Torio, affina il grano
- Metalli terre rare, aumentano la resistenze a caldo
- Berillio, aggiunto in piccolissime quantità alla lega di pressocolata contrasta l'ossidazione del bagno e previene la possibilità d'incendio

Leghe di magnesio: composizione chimica									
Lega	Mg	+	Al	Zn	Mn	Si	Cu	Ni	Be
AZ81DG	Mg	+	8	1	0.13	0.5	0.10	0.01	+
AZ91DG	Mg	+	9	0.6	0.10	0.5	0.30	0.01	+
GA9Z	Mg	+	9	0.6	0.2				+

Caratteristiche fisiche, meccaniche e tecnologiche (medie per le leghe suddette).

Peso specifico		1.8 Kg/dm ³
Punto di fusione		590/600 °C
Calore specifico, calore latente		88 Kc/Kg
Conducibilita' termica		0.1 cal/cm ²
Ritiro lineare		1.10 %
Temperatura di pressofusione		650/700 °C (max)
Carico di rottura		22 Kg/mm ²
Allungamento		1%
Durezza Brinel		60 Hb
Colabilita'		Buona
Lavorabilita'		Ottima
Lucidabilita'		Buona
Resistenza caldo		Mediocre
Fragilita' di ritiro		Alta
Tenuta a pressione		Media
Resistenza corrosione		Deficiente
Smorzamento vibrazioni		Ottima

Per la realizzazione di manufatti, le leghe utilizzate nei processi di pressofusione sono leghe ad alta purezza denominate leghe H.P. di cui riportiamo qui di seguito le caratteristiche meccaniche e le temperature di pressofusione nella tabella. Il termine High Purity si riferisce a leghe con bassi contenuti di impurezze come ferro, nichel e rame. Il livello del ferro non deve superare lo 0,004%, l'aggiunta del manganese riduce la solubilità del ferro nei metalli e determina la precipitazione di particelle intermetalliche contenenti ferro e manganese combinate con altri elementi.

Leghe H.P. per la pressofusione								
Legha	Carico rottura	Carico di snervamento	Allungamento	Durezza	Fatica termica	Intervallo solidificazione	Temp. bagno caldo	Temp. Bagno freddo
	N/mm ²	N/mm ²	%	HB5/250	N/mm ²	°C	°C	°C
AZ91 HP	200/250	150/170	0.5/3.0	65/86	50/70	420/600	660	630
AZ81 HP	200/240	140/160	1/3	60/85	50/70	425/615	660	635
AM60 HP	190/230	120/150	4/8	55/70	50/70	445/630	670	640
AM50 HP	180/220	110/140	5/9	50/65	50/70	440/625	680	650
AM20 HP	160/210	90/120	8/12	40/55	50/70	435/640	680	

- Lega Az 91 H.P: hanno un'ottima finitura superficiale e alte caratteristiche meccaniche utilizzata per la fabbricazione per parti per auto, equipaggiamenti sportivi, coperchi, scatole ecc...
- Lega AM 50 e AM 60 H.P: leghe caratterizzate da elevato allungamento e alto assorbimento di energia e alta resistenza meccanica, hanno ottime proprietà tecnologiche di pressofusione. Sono usate per componentistica auto, parti motore e carrozzeria.
- Lega AM 20 H.P: hanno elevato allungamento abbinato ad alta resistenza agli urti, tipico impiego di questa lega è la fabbricazione di componenti per la sicurezza dell'industria automobilistica quali scatole sterzo, ruote, ecc...; hanno capacità di ammortizzamento delle vibrazioni: di fronte allo stesso urto, notiamo che, nello stesso tempo, le vibrazioni generate si attenuano molto più velocemente nel caso del magnesio che dell'alluminio.

12,4 il processo fusorio

La trasformazione dei metalli in manufatti per mezzo di fusione e colata è

un'arte antichissima; la relativa tecnologia, già nota agli egizi ha visto attuarsi, in ordine temporale, diverse metodologie: fusione in terra, fusione in conchiglia a gravità, pressofusione e successive altre.

La pressofusione è una tecnica relativamente giovane (le prime presse sono state costruite in questo secolo), ma ha avuto una evoluzione molto rapida. In certe condizioni essa è il mezzo più rapido ed economico per trasformare metalli in manufatti aventi un elevato grado di finitura.

L'evolversi della pressofusione è stata determinata dal modello di sviluppo della nostra società, rivolto alla produzione di beni di consumo in grandi e grandissime serie, e trova applicazione in tutti i campi di fabbricazione di prodotti e apparecchiature complesse che si avvalgono di componenti metallici non ferrosi.

Le attrezzature necessarie alla produzione dei pezzi pressofusi sono specifiche dei processi e sono le macchine di pressofusione o, più semplicemente, presse. Il termine pressofusione è l'abbreviazione di fusione sotto pressione e sinonimo di pressocolata; esso definisce il processo secondo il quale la lega fusa viene colata in una forma metallica (stampo) e soggetta a pressione, che provoca i seguenti effetti:

- velocissimo riempimento della cavità dello stampo;
- alimentazione compensativa del ritiro di solidificazione;
- perfetto e totale riempimento della cavità dello stampo;
- conferimento al pezzo di una fine struttura cristallina.

In ordine di importanza rispetto ai volumi di manufatti prodotti, i materiali correntemente pressofusi, tutti appartenenti alla famiglia dei metalli e delle leghe non ferrose sono:

- alluminio e sue leghe (AlSi, AlSiCu, AlMg);
- zinco e sue leghe (zama);
- rame e sue leghe (ottone, bronzo);

- magnesio e sue leghe (AZ);
- stagno e sue leghe.

A causa delle maggiori difficoltà di manipolazione delle leghe di magnesio, la pressofusione delle leghe di questo metallo ha sempre presentato il maggior numero di problemi e, allo stesso tempo, offre il più ampio ventaglio di soluzioni per risolverli. Per questa ragione essa può, a buon diritto, vantare di una tecnologia destinata ad affermarsi nel futuro.

CAPITOLO 13

ANALISI STRUTTURALE DEL CARTER ATTRAVERSO IL METODO DEGLI ELEMENTI FINITI

13,1 introduzione del modello

Descriviamo ora le modalità d'azione del programma per l'analisi agli elementi finiti in riferimento al carter.

Ora descrivo le simulazioni eseguite sui vari elementi del coperchio caricandoli con le forze che ricaverò nell'analisi dei carichi.

I valori di riferimento da rispettare riguardano il coefficiente di sicurezza che deve essere almeno di 2,5.

Per eseguire le simulazioni ho fatto uso di due funzioni di Solidworks:

- SimulationXpress;
- Solidworks Simulation;

i risultati ottenuti sono analoghi.

Detto questo, descrivo i passi compiuti durante le simulazioni; in seguito descriverò le simulazioni eseguite sugli elementi del carter.

Il primo passo è quello di generare una mesh adeguata alla geometria del pezzo da esaminare, infatti gli elementi della mesh devono essere i più piccoli possibili per avere un risultato migliore; la mesh può anche essere generata direttamente da solidworks.

La mesh utilizzata in tutte le simulazioni è quella prodotta in automatico da Solidworks; è composta da elementi triangolari di dimensioni adeguate al problema; a questo proposito, le informazioni sulla mesh ci vengono fornite da

Solidworks.

In seguito, poter eseguire la simulazione, si devono applicare i carichi ed i vincoli nel modo corretto in modo da simulare al meglio la realtà.

Poi, dopo aver scelto il materiale del pezzo si esegue la simulazione: i risultati forniti riguardano tensioni, deformazioni e coefficiente di sicurezza.

Infine deve essere verificato il rispetto del coefficiente di sicurezza che in questo caso non deve essere inferiore a 2,5. Se non è verificato, si devono apportare le modifiche sul carter in modo da migliorare il risultato: dopo diversi tentativi sono riuscito a verificare tutti gli elementi del carter che quindi sono dimensionati correttamente.

13,2 analisi dei carichi

Le ruote dentate durante il moto si scambiano delle forze: parte di queste forze viene sfruttata per la trasmissione di potenza, la parte rimanente invece va a scaricarsi a telaio.

Le forze che si scaricano a telaio e che quindi sono da esaminare sono di più tipi:

- forze radiali dovute all'angolo di pressione;
- forze assiali nel caso di ruote a denti elicoidali (non presenti in questo caso);
- sull'albero elica agisce un momento giroscopico dovuto al comportamento tipico dei giroscopi dell'elica stessa;
- pretensionamento della cinghia.

Il momento giroscopico verrà considerato nell'equilibrio dei carichi radiali come si potrà vedere in seguito.

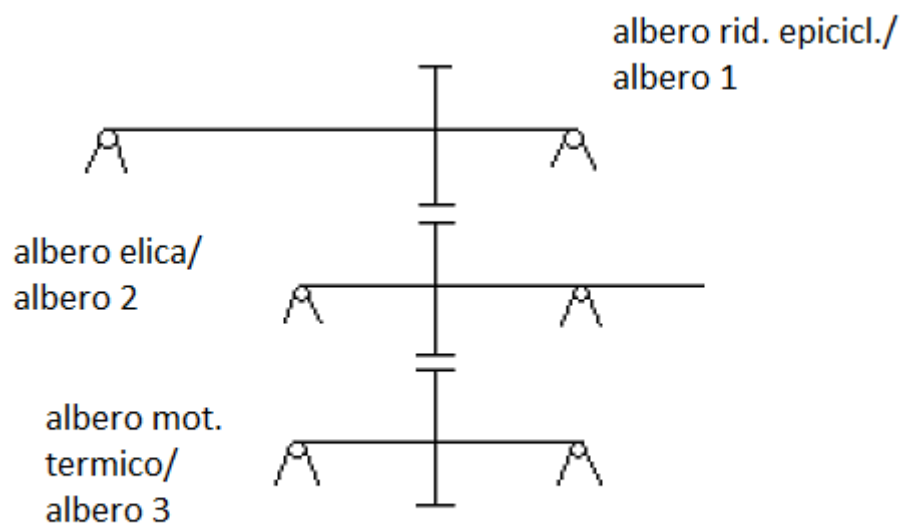
Faccio un'analisi solo dei carichi radiali.

Come già detto in precedenza, all'interno del riduttore epicicloidale i carichi

radiali vengono assorbiti dal portasatelliti e dalla ruota dentata a denti interni pertanto sul carter non agiscono forze significative.

Le uniche forze da esaminare sono quelle che si scambiano le ruote dentate a valle del riduttore epicicloidale: ho ruote a denti dritti pertanto le uniche forze da esaminare sono quelle generate dall'angolo di pressione. Inoltre considero il pretensionamento della cinghia che secondo uno schema di calcolo proposto dal costruttore vale $T=1420\text{N}$.

In seguito riporto uno schema che rappresenta in maniera semplificata le tre ruote dentate e i rispettivi alberi in modo da poter delineare uno schema di calcolo semplice da esaminare:



dati del problema:

- albero 1: potenza $P_1 = 50 \text{ KW}$, velocità angolare $\omega_1 = 6000 \text{ rpm} = 628 \text{ rad/s}$, angolo di pressione $\alpha = 20^\circ$; raggio base della circonferenza primitiva della ruota 1, $r_1 = 18,794 \text{ mm} = 0,018794 \text{ m}$;
- albero 2: velocità angolare $\omega_2 = 2500 \text{ rpm} = 261,7 \text{ rad/s}$, raggio base della

circonferenza primitiva della ruota 2, $r_2=45,105 \text{ mm}=0,0451 \text{ m}$;

- albero 3: potenza $P_3 = 110 \text{ KW}$, velocità angolare $W_3=6000 \text{ rpm}= 628 \text{ rad/s}$, angolo di pressione $a=20^\circ$; raggio base della circonferenza primitiva della ruota 3, $r_3=30,07 \text{ mm}=0,03007 \text{ m}$.

Esamino la forza radiale che si scambiano le ruote dentate degli alberi 1 e 2:

coppia generata dall'albero 1: $M_1= P_1/W_1 = 79,61 \text{ Nm}$;

forza risultante agente sull'albero 2: $R_1= M_1/r_1 = 4236 \text{ N}$;

forza radiale agente sull'albero 2: $F_1= R_1 * \text{sen}(a)= 1448,79 \text{ N}$.

Esamino la forza radiale che si scambiano le ruote dentate degli alberi 3 e 2:

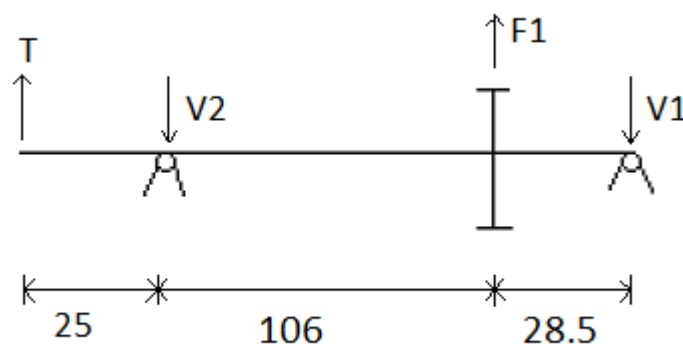
coppia generata dall'albero 3: $M_2= P_3/W_3 = 162,4 \text{ Nm}$;

forza risultante agente sull'albero 2: $R_2= M_2/r_3 = 5414 \text{ N}$;

forza radiale agente sull'albero 2: $F_2= R_2 * \text{sen}(a)= 1851,7 \text{ N}$.

Ora esamino le reazioni che il carter esercita sugli alberi; in particolare, dal momento che l'albero 3 è solidale all'aereo, questo risulta essere telaio, mentre gli alberi 1 e 2 sono soggetti alle forze scambiate, pertanto esaminerò le reazioni che il carter esercita sugli alberi 1 e 2.

Esamino ora le reazioni che il carter esercita sull'albero 1:



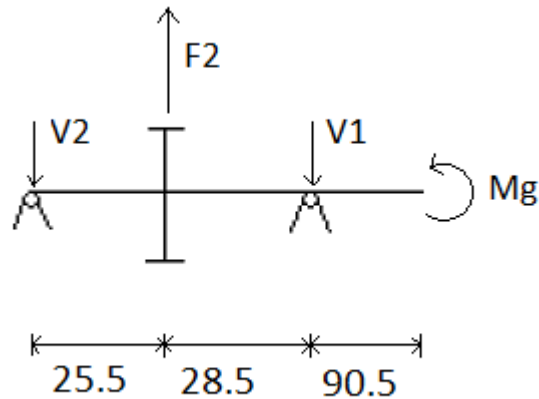
Per ricavare V_1 e V_2 è necessario imporre un sistema di 2 equazioni:

- $V_1+V_2=F_1+T$;
- $T*0,16+F_1*0,0285-V_2*0,1345=0$.

Risolvendolo si ricavano:

- $V_1=914 \text{ N}$;
- $V_2=1994 \text{ N}$.

Esamino ora le reazioni che il carter esercita sull'albero 2:



Come già detto in precedenza sull'albero elica agisce un momento giroscopico dovuto al comportamento tipico dei giroscopi dell'elica stessa; il momento giroscopico che indico come M_g ruota con l'elica, pertanto ora considero solo il caso più sfavorevole a vantaggio di sicurezza.

Il valore di M_g è stato valutato in uno studio precedente, pertanto ne riporto semplicemente il valore numerico: $M_g=192 \text{ Nm}$.

Per ricavare V_1 e V_2 , senza tener conto di M_g , è necessario imporre un sistema di 2 equazioni:

- $V_1+V_2=F_2$;
- $F_2*0,025-V_1*0,054=0$;

tuttavia considerando M_g , seguendo uno schema di calcolo proposto negli studi precedenti, sarà necessario considerare una forza aggiuntiva agente sul vincolo di destra di modulo $F_3= M_g/0,905=2109 \text{ N}$; dal momento che M_g cambia direzione durante il moto, anche le reazioni V_1 e V_2 avranno di conseguenza valori variabili.

Risolvendo il sistema con l'aggiunta di F_3 e valutando diverse direzioni

possibili di F3, i valori massimi in modulo di V1 e V2 valgono:

- $V1=2965$ N;
- $V2=994$ N.

Questi valori saranno utili in seguito per eseguire le simulazioni sul carter che verranno proposte in questo capitolo.

13,3 caratteristiche del carter

Per soddisfare un'affidabilità elevata del carter, per il tipo di materiale adottato, considerando un processo di pressofusione in conchiglia, si assume un coefficiente di sicurezza pari a 2,5, da applicarsi al carico di snervamento.

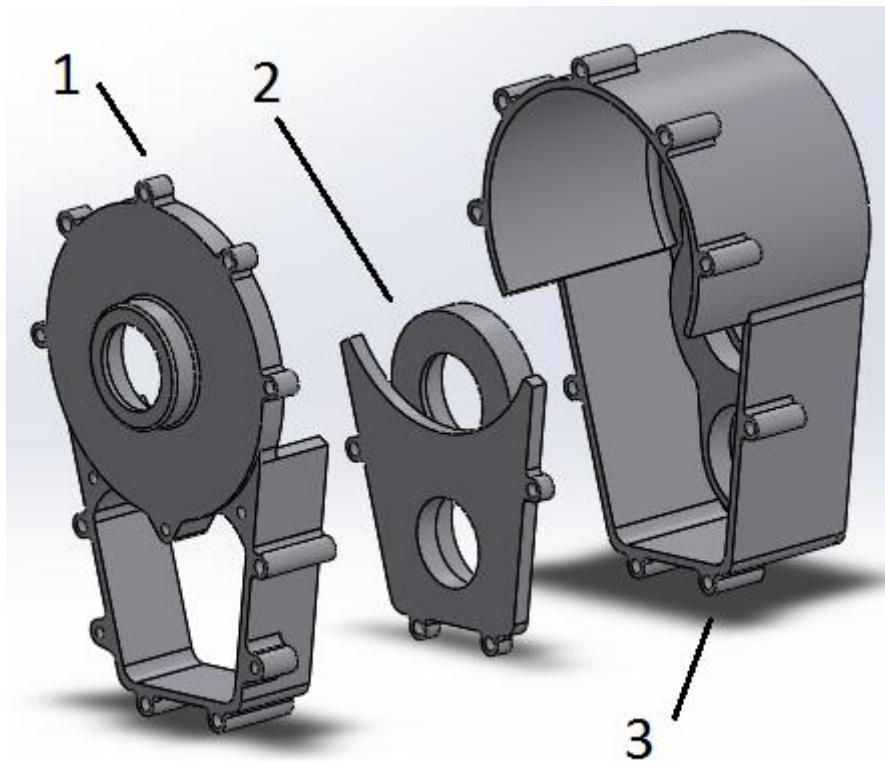
Il carter progettato è il risultato di un processo di ottimizzazione dello spessore e delle varie geometrie, effettuato attraverso l'analisi agli elementi finiti, intervenendo i carichi erano troppo elevati aumentando le capacità resistenziali.

Lo spessore del carter è di 5 mm, un valore maggiore rispetto i carter progettati in precedenza.

Tutte le simulazioni eseguita rispettano il coefficiente di sicurezza, pertanto è possibile diminuire lo spessore del carter nelle zone meno sollecitate al fine di diminuire il peso totale del carter: tuttavia questo non è stato fatto per diverse ragioni:

- il carter è più leggero rispetto quello del progetto iniziale;
- un'eventuale riduzione dello spessore del carter non influisce molto sul peso totale del riduttore dal momento che il materiale utilizzato per il carter ha una densità molto bassa;
- un carter robusto garantisce un'affidabilità maggiore.

Riporto in seguito l'assieme del carter:



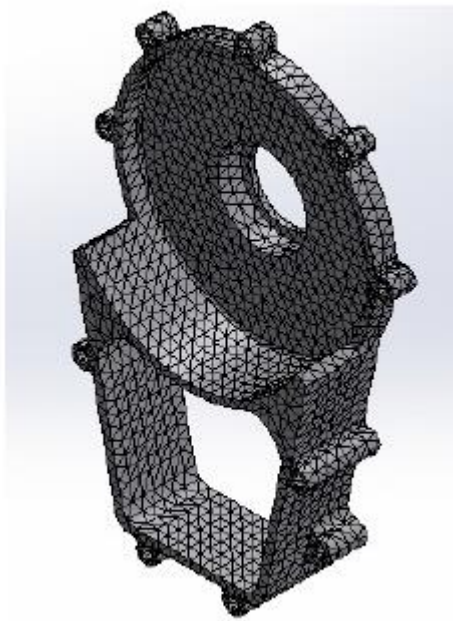
13,3 risultati delle analisi

In questo paragrafo illustrerò le simulazioni eseguite sui 3 elementi del carter. Illustrerò gli elementi rappresentati in figura, nell'ordine 1-2-3.

Esamino l'elemento 1 del carter evidenziando:

- mesh e informazioni a riguardo;
- carichi e vincoli;
- deformazioni e tensioni;
- coefficiente di sicurezza.

Riporto l'immagine della mesh generata da Solidworks e le informazioni che ne descrivono le caratteristiche:



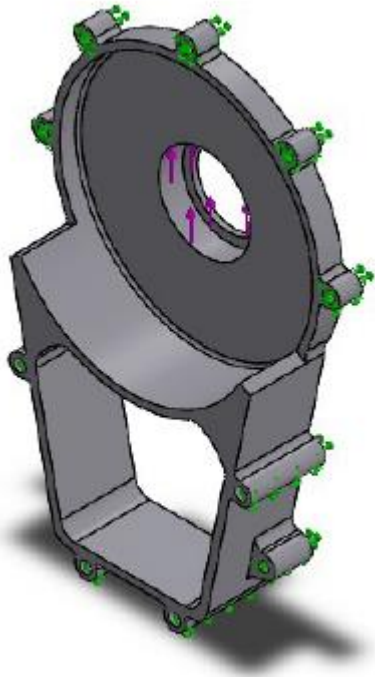
Informazioni mesh

Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Mesh usato:	Mesh standard
Transizione automatica:	Disattivo
Includi loop automatico della mesh:	Disattivo
Punti Jacobiani	4 Punti
Dimensione elemento	7.44017 mm
Tolleranza	0.372009 mm
Qualità della mesh	Ottima

Informazioni mesh - Dettagli

Nodi totali	23957
Elementi totali	12500
Rapporto d'aspetto max	9.7912
% di elementi con rapporto d'aspetto < 3	89.8
% di elementi con rapporto d'aspetto > 10	0
% di elementi distorti (Jacobiani)	0
Tempo per completare la mesh (hh:mm:ss):	00:00:03

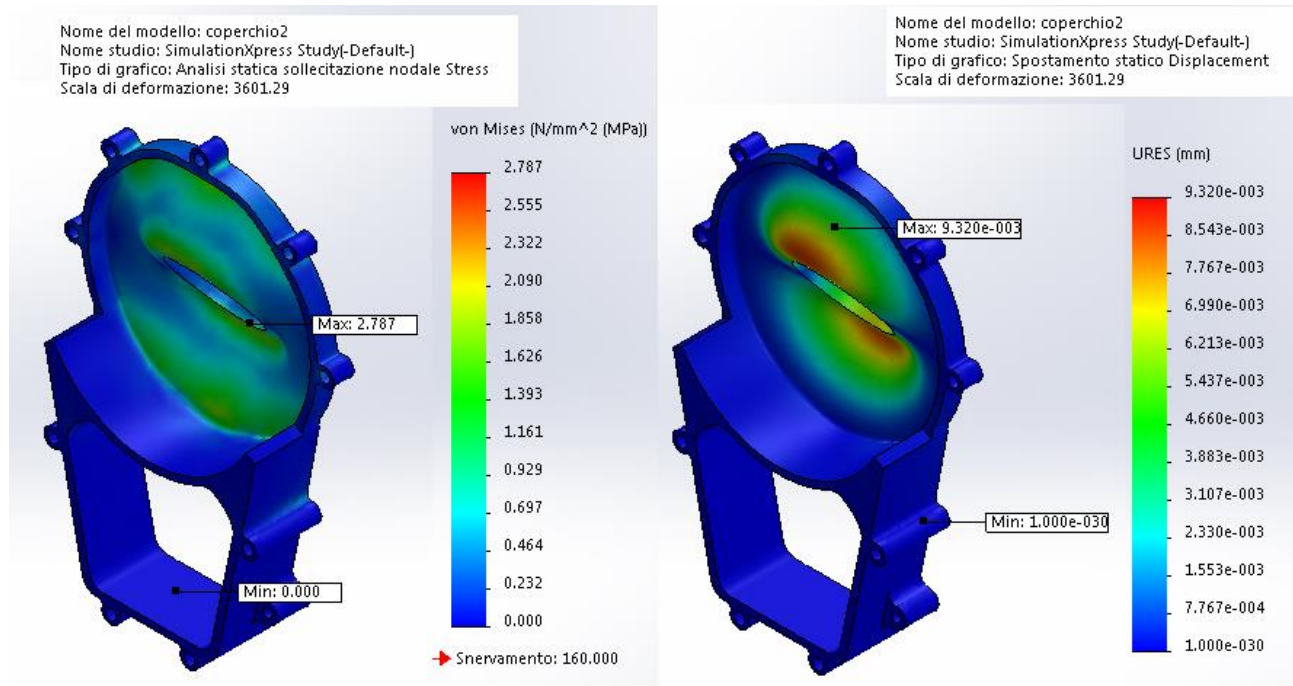
Riporto l'immagine che descrive i carichi e i vincoli applicati:



Le frecce colorate in viola descrivono l'applicazione del carico: infatti, seguendo le considerazioni fatte in precedenza durante l'analisi dei carichi, l'intensità della forza scelta nella simulazione è pari a quella analizzata nell'analisi dei carichi ed è rivolta nella direzione opportuna (direzione opposta alla reazione vincolare).

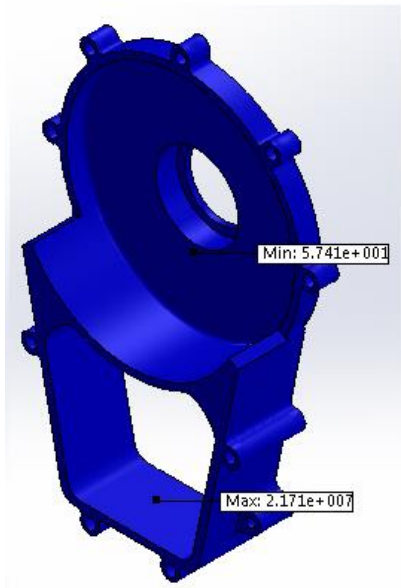
Le frecce colorate in verde descrivono l'applicazione dei vincoli: considerando fissi gli altri elementi del carter, ho inserito dei vincoli in corrispondenza dei fori filettati che verranno utilizzati per gli accoppiamenti bullonati.

Riporto l'immagine che descrive le deformazioni e le tensioni:



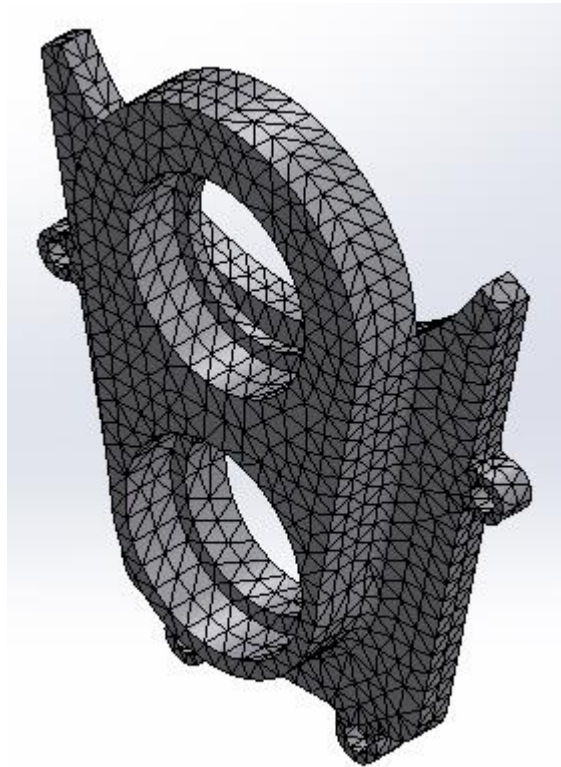
Riporto l'immagine che descrive il rispetto del coefficiente di sicurezza:

Nome del modello: coperchio2
 Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
 Tipo di grafico: Fattore di sicurezza Factor of Safety
 Criterio : sollecitazione massima von Mises
 Rosso < FOS = 25< Blu



Come fatto per l'elemento 1, esamino l'elemento 2 del carter in maniera più sintetica:

mesh



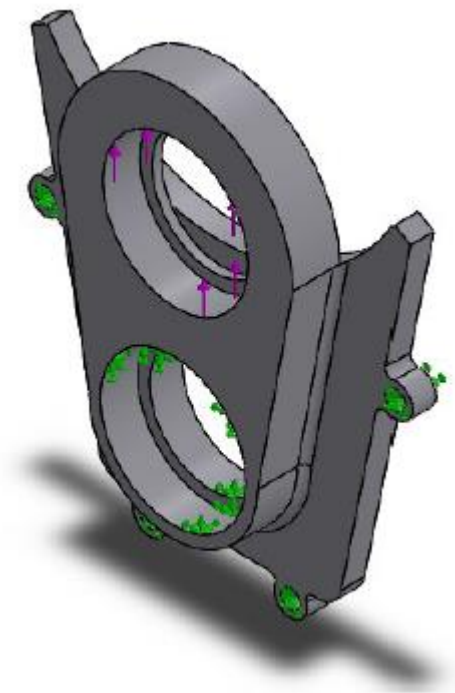
Informazioni mesh

Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Mesheser usato:	Mesh standard
Transizione automatica:	Disattivo
Includi loop automatico della mesh:	Disattivo
Punti Jacobiani	4 Punti
Dimensione elemento	6.56117 mm
Tolleranza	0.328059 mm
Qualità della mesh	Ottima

Informazioni mesh - Dettagli

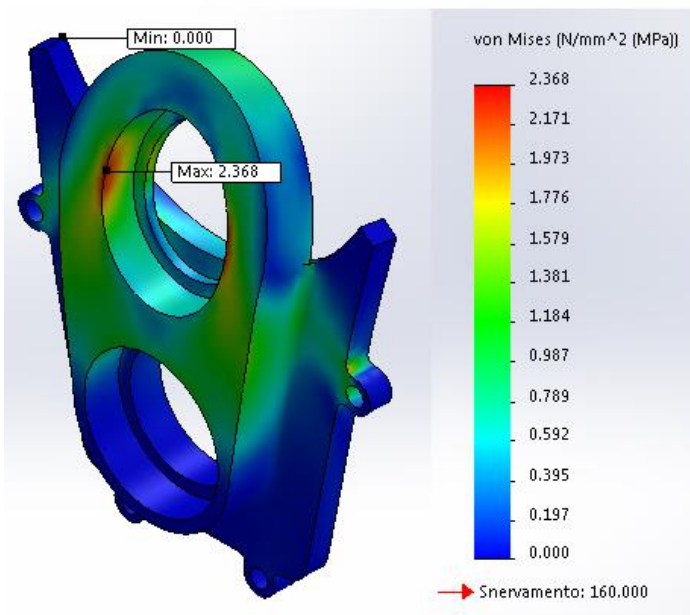
Nodi totali	15735
Elementi totali	9132
Rapporto d'aspetto max	7.4875
% di elementi con rapporto d'aspetto < 3	98.9
% di elementi con rapporto d'aspetto > 10	0
% di elementi distorti (Jacobiani)	0
Tempo per completare la mesh(hh:mm:ss):	00:00:01

carichi e vincoli

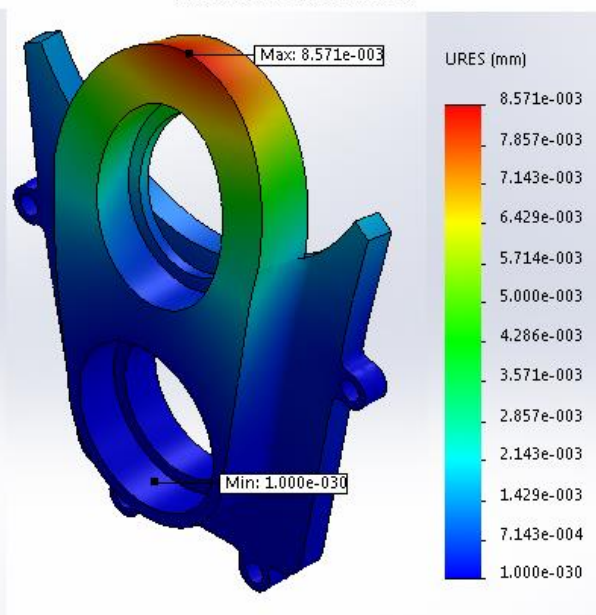


tensioni e deformazioni

Nome del modello: coperchio3
Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
Tipo di grafico: Analisi statica sollecitazione nodale Stress
Scala di deformazione: 2520.3

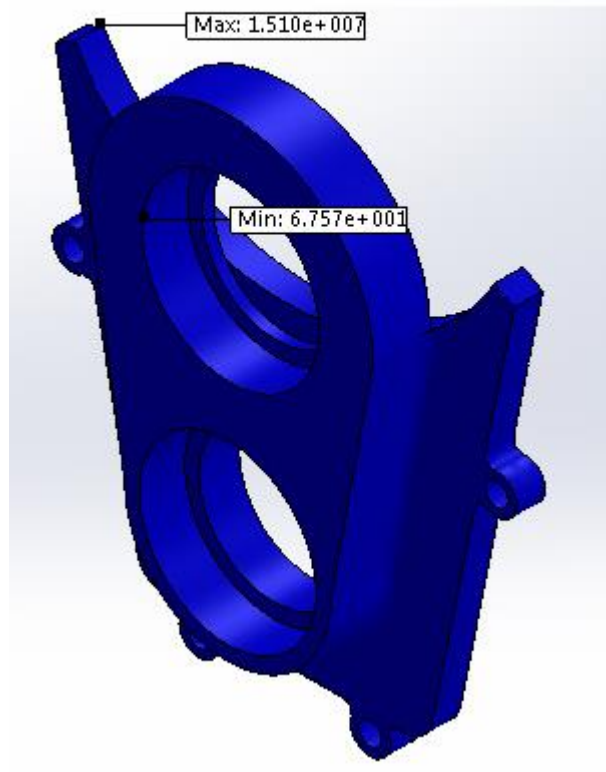


Nome del modello: coperchio3
Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
Tipo di grafico: Spostamento statico Displacement
Scala di deformazione: 2520.3



coefficiente di sicurezza

Nome del modello: coperchio3
Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
Tipo di grafico: Fattore di sicurezza Factor of Safety
Criterio : sollecitazione massima von Mises
Rosso < FOS = 25< Blu



Infine esamino l'elemento 3 del carter

Mesh



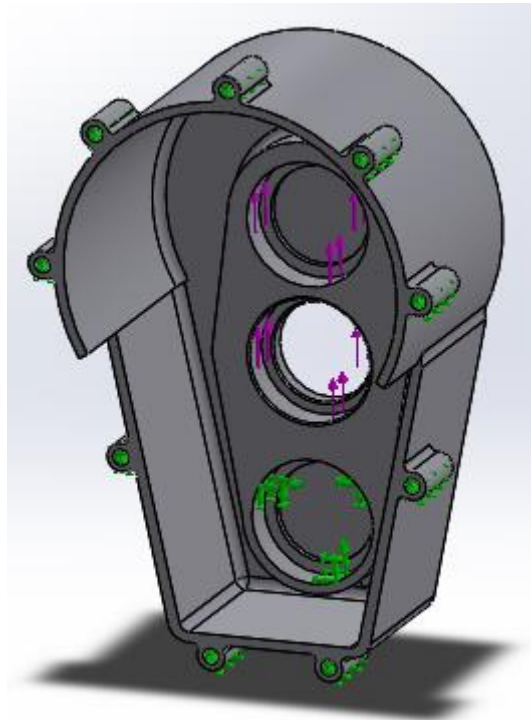
Informazioni mesh

Tipo di mesh	Mesh di elementi solidi
Mesheser usato:	Mesh standard
Transizione automatica:	Disattivo
Includi loop automatico della mesh:	Disattivo
Punti Jacobiani	4 Punti
Dimensione elemento	10.3911 mm
Tolleranza	0.519553 mm
Qualità della mesh	Ottima

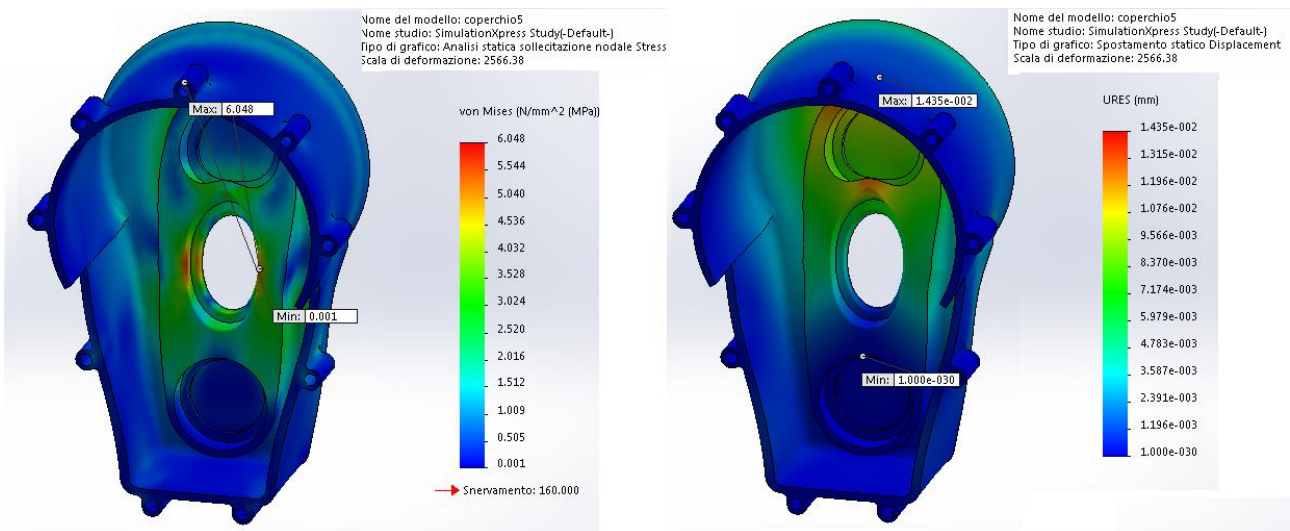
Informazioni mesh - Dettagli

Nodi totali	21318
Elementi totali	10852
Rapporto d'aspetto max	25.367
% di elementi con rapporto d'aspetto < 3	83.3
% di elementi con rapporto d'aspetto > 10	0.507
% di elementi distorti(Jacobiani)	0
Tempo per completare lo mesh(hh:mm:ss):	00:00:04
Nome del computer:	LUX-PC

carichi e vincoli

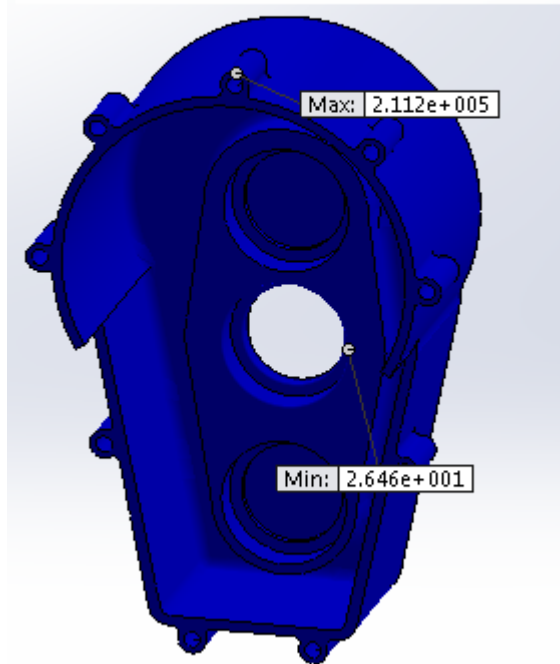


tensioni e deformazioni



coefficiente di sicurezza

Nome del modello: coperchio5
Nome studio: SimulationXpress Study(-Default-)
Tipo di grafico: Fattore di sicurezza Factor of Safety
Criterio : sollecitazione massima von Mises
Rosso < FOS = 1< Blu

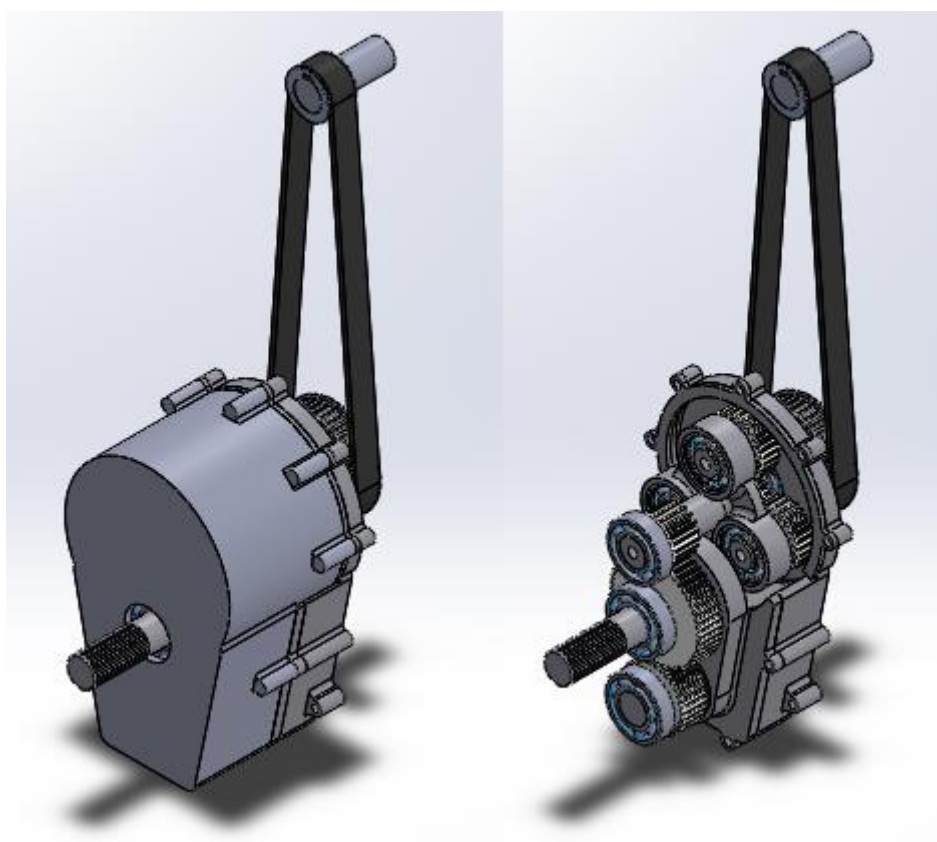


CAPITOLO 14

RISULTATO FINALE E CONCLUSIONI

14,1 complessivo finale

Riporto di seguito il complessivo finale:



14,1 conclusioni

Nel nuovo progetto sono stati raggiunti gli obiettivi posti inizialmente; il peso di circa 10 Kg è inferiore rispetto i circa 14 kg del progetto iniziale, il numero di componenti è stato ridotto, le dimensioni sono notevolmente inferiori.

In un eventuale sviluppo futuro si potrebbe provare ad alleggerire ulteriormente il gruppo ingranaggi utilizzando speciali materiali leggeri quali le leghe di titanio, oppure ridurre il volume di materiale delle ruote dentate di maggiori dimensioni; inoltre il carter ha uno spessore di 5 mm e potrebbe essere ridotto fino a 3 mm.