

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

Scuola di Ingegneria e Architettura

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica LM

Dipartimento di Ingegneria Industriale – DIN

Tesi in Advanced Combustion Systems M

PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI DISTRIBUZIONE
A CASCATA DI INGRANAGGI A BASSA EMISSIONE
SONORA PER UN MOTORE AD ALTE PRESTAZIONI

Candidato:

Andrea La Civita

Relatore:

Char.mo Prof. Gian Marco Bianchi

Correlatori:

Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

Ill.ma Prof.ssa Stefania Falfari

Anno Accademico [2020/21]

Sessione [III]

ABSTRACT

Il progetto è stato svolto in collaborazione con HPE COXA, azienda modenese dedicata alla progettazione e simulazione di elementi meccanici per il settore automotive.

La finalità del progetto di tesi presentato è quella di progettare un sistema di distribuzione motore a cascata di ingranaggi dedicato ed adattato ad un motore termico V8, 4000cm³ di cilindrata già esistente, così da sostituire l'attuale sistema di distribuzione a catena e rocchetti.

La peculiarità del meccanismo da progettare è la bassa emissione sonora, la quale deve essere ottenuta mediante modifiche al profilo della dentatura e ad un corretto dimensionamento del sistema.

Per riuscire a soddisfare la richiesta, si utilizzano software di progettazione e simulazione (KissSoft e KissSys) che consentono di studiare la fase di ingranamento delle ruote permettendo di comprenderne il comportamento.

Lo studio approfondisce poi tematiche riguardanti la natura delle modifiche effettuate, la resistenza strutturale, la distribuzione delle forze e delle tensioni e la progettazione di un sistema di ancoraggio e lubrificazione che permetta il corretto funzionamento.

Il lavoro sarà completato poi con due appendici, le quali approfondiscono ancora più nel dettaglio alcune delle caratteristiche delle modifiche del profilo di dentature elicoidali, le quali non sono state prese in considerazione per il progetto della distribuzione.

INDICE

1	LA CASCATA DI INGRANAGGI	5
1.1	Introduzione	5
1.2	Confronto con il sistema a catena	6
1.2.1	Vantaggi	6
1.2.2	Svantaggi	7
2	L'EMMISSIONE SONORA	8
2.1	Tipologie di rumore	8
2.2	Cause	8
2.2.1	Transmission Error	8
2.2.2	Friction	9
2.2.3	Shuttling Forces	9
2.3	Equazioni di Kato e Masuda	10
2.4	Soluzioni all'Emissione Sonora	11
2.4.1	Modifiche Macro-Geometriche	11
2.4.2	Modifiche Micro-Geometriche	13
2.4.3	Modifica dell'Angolo di Pressione	14
2.5	Introduzione ai Programmi	16
3	DESIGN E SIMULAZIONE	17
3.1	Studio del Design	18
3.1.1	Design V1	18
3.1.2	Design V2	20
3.1.3	Design V3	23
3.2	Calcolo dell'Efficienza di Funzionamento	24
3.3	Simulazioni di Efficienza	25
3.3.1	Impostazione della Simulazione	25
3.3.2	Confronto tra i Design	27
4	PROGETTAZIONE DEL PROFILO	30
4.1	Definizione di Velocità di Rotazione e Coppie Medie	31
4.2	L'Angolo di Pressione	33
4.2.1	Impostazioni di KissSoft	33
4.2.2	Risultati	36
4.3	Modifiche Macro-Geometriche	43

4.3.1	Parametri di progetto	43
4.3.2	Processi di Progettazione.....	44
4.4	Impostazione della Simulazione.....	45
4.4.1	Suddivisione della cascata	45
4.4.2	Impostazione del procedimento di Simulazione.....	46
4.5	Risultati	52
4.5.1	Profile A, Specific Sliding.....	53
4.5.2	Profile A, Contact Ratio	58
4.5.3	Profilo Modificato, Specific Sliding	62
4.5.4	Profilo Modificato, Contact Ratio	66
4.6	Considerazioni Finali sul Design.....	70
4.6.1	Studio dei Risultati	70
4.6.2	Larghezza della Fascia.....	72
4.6.3	Design Finale.....	74
4.7	Considerazioni sull'Efficienza.....	75
4.7.1	Rappresentazione Grafica	76
4.8	Analisi dell'Area di Contatto	77
5	COMPLETAMENTO DEL DESIGN	87
5.1	Alleggerimento	87
5.1.1	Foratura della Cartella.....	87
5.1.2	Progettazione Bi-Materiale	89
5.1.3	Progettazione in Additive Manufacturing.....	93
5.2	Ancoraggio ed Accessori	95
5.2.1	Sistema di Ancoraggio.....	95
5.2.2	Scelta dei Cuscinetti	101
5.3	Lubrificazione.....	103
6	CONCLUSIONI	106
7	APPENDICE A, Sensibilità alla Micro-Geometria.....	108
8	APPENDICE B, Errori di Manifattura.....	113
9	INDICE DELLE FIGURE.....	117
10	INDICE DELLE TABELLE.....	119
11	INDICE DELLE EQUAZIONI	121
12	BIBLIOGRAFIA	122

1 LA CASCATA DI INGRANAGGI

1.1 Introduzione

Per distribuzione si intende quella parte del sistema powertrain che porta il moto dall'albero a camme lato motore fino alle valvole di aspirazione e di scarico, in modo tale che la velocità di rotazione dell'albero a camme alle valvole corrisponda alla metà della velocità di rotazione dell'albero a camme al motore. Questo permette di fasare correttamente il movimento delle valvole di aspirazione e di scarico con il movimento del pistone all'interno del cilindro, permettendo quindi il corretto funzionamento del sistema.

Tra le caratteristiche fondamentali della cascata di ingranaggi vi sono l'efficienza di funzionamento e la solidità strutturale anche ad altissime velocità di rotazione oltre che ad una minor necessità di manutenzione rispetto al classico sistema a catena o a cinghia.

Attualmente la cascata di ingranaggi è utilizzata nel mondo racing per applicazioni in Formula 1, Moto GP ed altro, ma non ha ancora raggiunto il mercato delle auto stradali.

Il motivo per il quale non è utilizzato nelle auto commerciali è l'emissione sonora che caratterizza l'ingranamento tra le ruote dentate. Questo, nel mondo delle corse, non ha molta rilevanza poiché la rumorosità del sistema non ricade nelle priorità della casa costruttrice. Nel mercato delle auto stradali invece, si punta sempre di più alla silenziosità del comparto motore, in modo tale da mantenere un livello di comfort sonoro alto, considerando la presenza sempre più preponderante di auto elettriche/ibride.

1.2 Confronto con il sistema a catena

L'attuale sistema di distribuzione di cui è dotato il motore è un sistema a catena, una per ogni testa, con appositi tendicatena e regolatori. Di seguito i vantaggi e svantaggi del sistema a cascata in confronto al sistema a catena.

1.2.1 Vantaggi

Il sistema attualmente presente sul motore necessita di un rocchetto che ingrani ogni catena, di conseguenza si ha la necessità di utilizzare una ruota tripla che ingrani con la ruota all'albero motore, la catena diretta alla testa di sinistra e la catena diretta alla testa di destra.

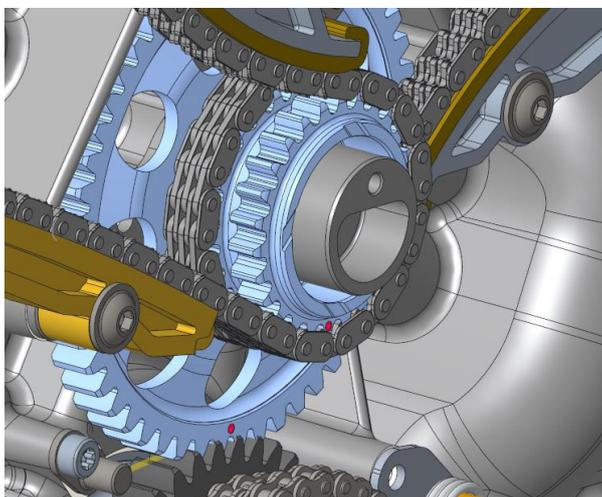


Figura 1, Ruota Tripla

La cascata di ingranaggi invece permette di avere un ingranamento con una ruota doppia in quanto è possibile realizzare un ingranamento tra una sola ruota con altre due.

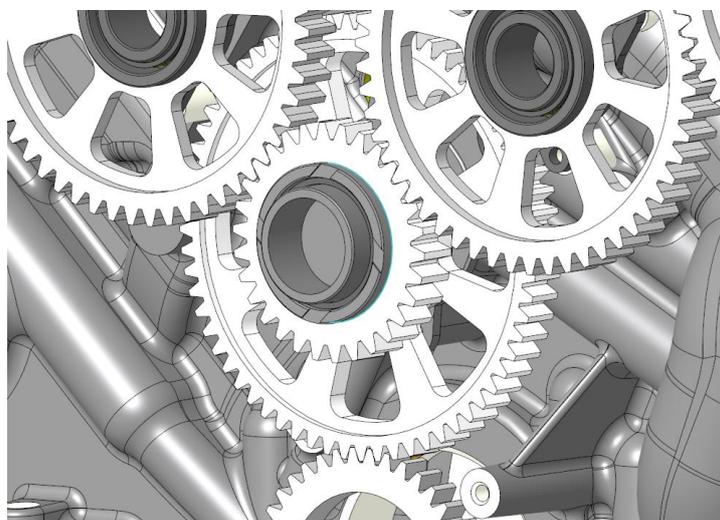


Figura 2, Ruota Doppia

Questo porta quindi ad un ingombro assiale minore, permettendo di alleggerire anche il basamento riducendone le dimensioni.

Un altro vantaggio della cascata è la maggior efficienza ad alte velocità di rotazione, la minor manutenzione e la maggior solidità strutturale. La trasmissione con catena è caratterizzata infatti da un progressivo ed inesorabile aumento del gioco tra le maglie ed una maggior usura dei rocchetti.

Il peso è una delle caratteristiche che vede favorire la cascata piuttosto che la catena.

Riduzione di peso dal design a catena

P	1,068%	in meno senza considerare bullonatura, accessori e ruote valvole
----------	--------	--

Diminuzione di peso considerando la dentatura

P1	463,8 g	ruota 4 con la dentatura (approssimata)
P2	398,5 g	ruota 4 senza la dentatura
P%	14,1%	circa in meno considerando la dentatura

Tabella 1, Confronto di peso tra i due approcci

Come si vede in Tabella 1, misurando il peso della cascata di ingranaggi, senza considerare bullonatura, alberi, dentatura e ruote dentate alle valvole, si ottiene una diminuzione di peso rispetto alla catena del 1.068%.

Quando si va a considerare anche la presenza degli alberi e dei cuscinetti, il peso della struttura a ruote dentate sale al di sopra di quello della struttura a catena, dato che per ogni ancoraggio delle ruote folli si aggiungono circa 90g e circa 300g per l'ancoraggio della ruota doppia.

Alleggerimento assiale

A	29049	mm ²
s_min	10	mm
Vol_rid	290490	mm ³
Peso	2.28	kg

Tabella 2, Alleggerimento assiale

Ciò che fa pendere l'ago della bilancia in favore della cascata quindi è proprio l'ingombro assiale ridotto. Come si vede in Tabella 2 infatti, considerando A l'area del basamento che andremmo ad eliminare, s_{min} lo spessore risparmiato e Vol_{rid} il volume di materiale rimosso, la riduzione dell'ingombro porta ad una riduzione a sua volta del peso di circa 2.28Kg.

1.2.2 Svantaggi

La caratteristica fondamentale che generalmente porta alla scelta del sistema a catena piuttosto che la cascata di ingranaggi è l'emissione sonora, che negli accoppiamenti a ruote dentate è di molto superiore rispetto al sistema a catena o a cinghia.

2 L'EMISSIONE SONORA

L'emissione sonora negli ingranaggi è un problema che viene studiato ed affrontato non solo per la distribuzione ma anche per la trasmissione, la quale vede delle velocità di rotazione simili, ma con trasmissione di coppia molto maggiore.

2.1 Tipologie di rumore

Il rumore derivante dal processo di ingranamento si può dividere in due fondamentali tipologie:

“Whine Noise” [1]

Provocato da diversi fattori, il whine noise deriva dallo strisciamento tra i fianchi dei denti che, se progettati non adeguatamente o non lubrificati sufficientemente, emettono un rumore continuo e abbastanza alto da poter essere udito dall'interno dell'abitacolo.

“Rattling Noise” [1]

Provocato principalmente dall'applicazione di una coppia bassa oppure oscillante. Il rattling è causato dall'urto tra i fianchi dei denti e si identifica come uno sferragliamento durante il processo di ingranamento.

2.2 Cause

Essendo il principale problema nel mondo degli accoppiamenti tra ruote dentate, l'emissione sonora deve essere contenuta fin dalle fasi iniziali di progettazione della dentatura.

Per far sì che venga mantenuto basso il rumore, lo studio della dentatura prevede l'analisi di determinate caratteristiche e parametri.

2.2.1 Transmission Error

Definito come “La differenza tra l'attuale posizione della ruota e la posizione che la ruota avrebbe se l'ingranamento fosse perfetto” [2], il Transmission Error è considerato il principale contribuente all'emissione sonora e deve essere mantenuto il più basso possibile.

L'aumento del TE è causato da errori in fase di produzione e/o design, oltre che alla natura del materiale utilizzato. Se mantenuto basso, evita che possano presentarsi errori di passo angolare, di larghezza/altezza del dente o urti tra i fianchi durante l'ingranamento, i quali causano un'eccitazione dell'ingranamento che a sua volta causa un aumento dell'emissione sonora. [3] [4]

Il TE viene poi studiato in due diverse forme:

“STE” o Static Transmission Error, il quale viene misurato in condizioni tali da avere l’ingranamento sotto carico, ma con velocità di rotazione molto basse.

“DTE” o Dynamic Transmission Error, per il quale si ha un cambiamento della coppia applicata durante la fase di lavoro del meccanismo.

$$TE(t) = R_{b,p}\Theta_p(t) + R_{b,g}\Theta_g(t)$$

Equazione 1, Transmission Error

L’Equazione 1 [2] mostra il collegamento tra il Transmission Error ed i dati geometrici della ruota dove $R_{b,p}$ ed $R_{b,g}$ corrispondono rispettivamente al raggio di base del pignone e della ruota, mentre Θ_p e Θ_g corrispondono rispettivamente alla rotazione del pignone e della ruota.

2.2.2 Friction

L’attrito tra i fianchi dei denti è un altro dei parametri che influisce fortemente nel calcolo dell’emissione sonora.

Questo si verifica quando il punto di contatto tra i fianchi dei denti non si trova nel punto di puro rotolamento o “pitch point”, corrispondente al punto in cui i diametri primitivi delle due ruote son tangenti l’uno con l’altro.

Una delle “soluzioni” all’influenza dell’attrito sull’emissione sonora è quella di aumentare la velocità di rotazione dei due organi come verificato da uno studio di Vexex e Cauhet [2], i quali hanno studiato il comportamento del modello dinamico di una coppia di ruote dentate che ruota a velocità minore di 1900rpm ed aumentandone poi la velocità.

Dallo studio hanno verificato che aumentando la velocità di rotazione, l’influenza dell’attrito nella misurazione del rumore emanato dal meccanismo era sempre più basso.

2.2.3 Shuttling Forces

Sono il risultato del movimento della linea di contatto lungo i fianchi dei denti durante il processo di ingranamento [2].

L’influenza di questa tipologia di errore non ha la stessa valenza del TE in quanto vengono incluse direttamente nel calcolo del contatto dinamico tra i fianchi dei denti.

2.3 Equazioni di Kato e Masuda

Per fornire un supporto alla progettazione di ingranaggi, sono stati sviluppati dei metodi di previsione dell'emissione sonora.

Queste equazioni sono state sviluppate in due momenti diversi da Kato e poi da Masuda [5].

$$L = \frac{20(1 - \tan(\beta/2)) \cdot \sqrt[8]{u}}{f_v \sqrt[4]{\epsilon_\alpha}} + 20 \log W \text{ dB}(A)$$

Equazione 2, Equazione di Kato

Dove:

L = rumore generale se posizionati ad 1m di distanza dal gearbox

β = angolo di elica della dentatura

u = rapporto di trasmissione

ϵ_α = Transvers Contact Ratio

W = potenza trasmessa in [cv]

f_v = speed factor

Successivamente a Kato, lo speed factor f_v viene sostituito da un'espressione più completa e viene introdotto un termine che tenga di conto del fattore dinamico dell'accoppiamento. Si ottiene quindi:

$$L = \frac{20(1 - \tan(\beta/2)) \cdot \sqrt[8]{u}}{\sqrt[4]{\epsilon_\alpha}} \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{v}}{5.56}} + 20 \log W + 20 \log \tilde{X} \text{ dB}(A)$$

Equazione 3, Equazione di Masuda

Dove:

v = velocità sulla "pitch line" in [m/s]

X = valore dell'ampiezza delle vibrazioni calcolate secondo un modello torsionale dinamico

L'Equazione 3 restituisce quindi una previsione del comportamento della coppia di ruote dentate più fedele alla realtà rispetto all'Equazione 2, Equazione di Kato.

2.4 Soluzioni all'Emissione Sonora

Una delle tecniche più utilizzate per contenere l'emissione sonora derivante dalle ruote dentate è quella di modificare il profilo del dente in modo tale da progettare dei fianchi che ingranino tra di loro con una buona progressione e regolarità.

Le varie modifiche che possono essere apportate si raggruppano in 3 famiglie principali: Macro-Geometriche, Micro-Geometriche, Angolo di Pressione.

2.4.1 Modifiche Macro-Geometriche

Le modifiche macro-geometriche si rifanno principalmente alla modifica dei diametri di punta e di base tramite la modifica rispettivamente del valore di Addendum e Dedendum, mantenendo quindi lo stesso diametro ed alla modifica dell'interasse tra le due ruote traslando il profilo del dente verso l'esterno (aumento dell'Addendum e riduzione del Dedendum) o verso l'interno (riduzione dell'Addendum e diminuzione del Dedendum).

Si ottengono quindi i seguenti casi:

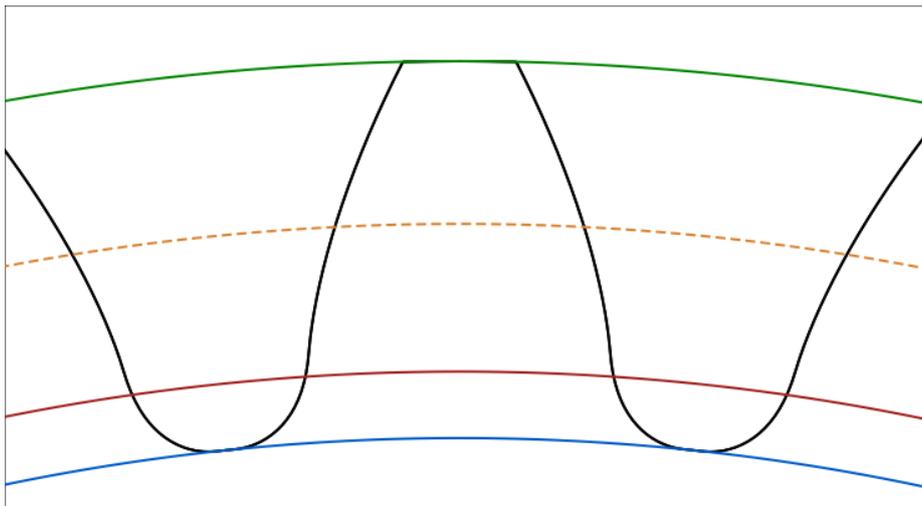


Figura 3, Profilo non modificato

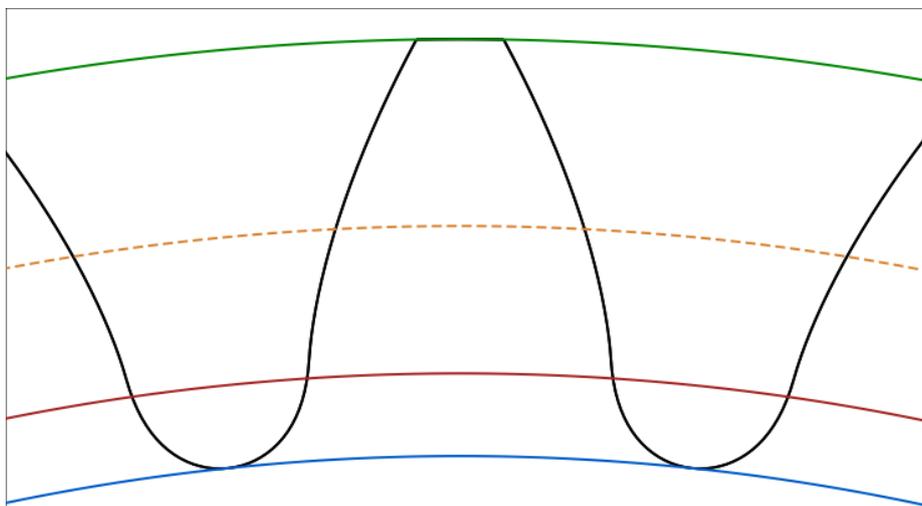


Figura 4, Profilo modificato: + Addendum, + Dedendum

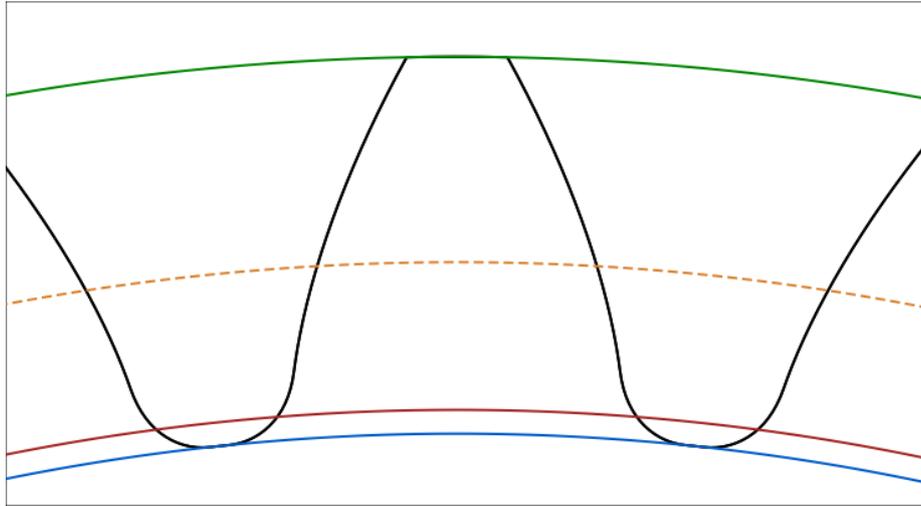


Figura 5, Profilo modificato: + Addendum, - Dedendum

Confrontando le tre figure vediamo come la Figura 3 corrisponda al profilo di controllo così da vedere l'effetto che i parametri hanno sulla dentatura.

La Figura 4 rappresenta l'effetto della modifica del valore di Addendum e Dedendum che in questo caso aumentano entrambi. Questo porta ad un aumento dell'altezza utile del dente, il quale fornisce quindi un'area di contatto più grande per l'ingranamento.

La Figura 5 invece porta un aumento dell'Addendum e riduzione del Dedendum trasladando l'intero profilo verso l'esterno della ruota, questa particolare modifica viene definita secondo il parametro di "Profile Shift Coefficient" (PSC), ossia il valore con il quale il profilo viene trasladato. Questo provoca quindi un aumento della distanza tra gli assi delle ruote, mantenendo però invariato il diametro primitivo e quindi il numero di denti.

Il profilo standard solitamente scelto per le dentature è caratterizzato da:

Addendum = 1.000 mm

Dedendum = 1.250 mm

In Figura 4 abbiamo Add = 1.15 mm, Ded = 1.35 mm

In Figura 5 abbiamo PSC = 0.2616 mm

L'effetto delle modifiche macro-geometriche è quello di aumentare/diminuire il Total Contact Ratio, che indica la quantità di denti in presa contemporaneamente durante la fase di ingranamento:

" $\epsilon_v = 1.7$ "

Sta ad indicare che per il 70% del tempo ho contatto su due denti contemporaneamente e per il 30% invece solamente su uno.

All'aumentare dell'altezza del dente, ho un conseguente aumento anche del ϵ_v , che a sua volta porta ad una diminuzione, nella maggior parte dei casi, del TE.

L'obiettivo solitamente cercato per il dimensionamento corretto della dentatura di due ruote dentate è quello di avere almeno un $\epsilon_v \geq 2$.

2.4.2 Modifiche Micro-Geometriche

Le modifiche micro-geometriche vengono effettuate con lo scopo di ottimizzare l'ingranamento delle ruote in considerazione ad una coppia fissata.

La natura delle modifiche micro-geometriche è molto diversa da quella macro-geometrica, a partire dall'ordine di grandezza. Se per la macro-geometria si lavora su un range di decimi di millimetro, sulla micro-geometria si lavora su valori nell'intorno di micrometri.

Le modifiche si rifanno a 3 principali categorie:

Modifiche di testa o "Tip Relief", Modifiche di piede o "Root Relief" ed infine modifiche lungo la fascia del dente o "Flank Crowning".

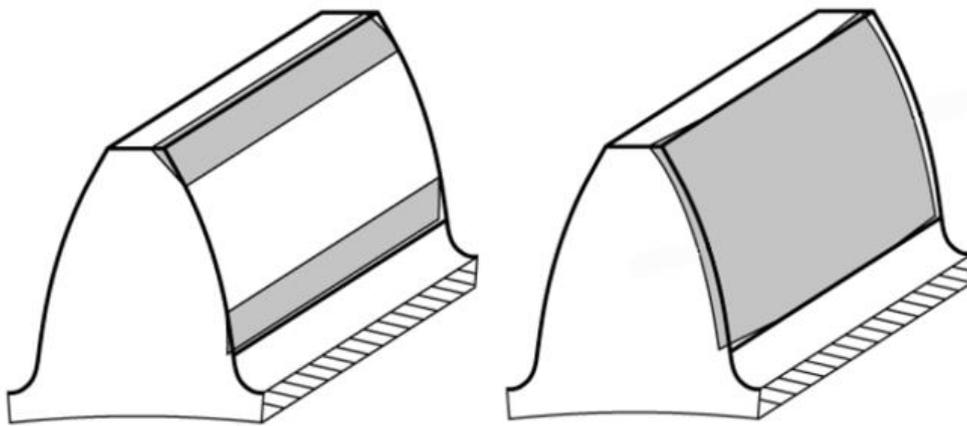


Figura 6, Modifiche di Tip Relief (sx), Root Relief (sx) e Flank Crowning (dx)

La micro-geometria quindi è utilizzabile per migliorare le prestazioni di emissione sonore e strutturali della dentatura, ma non assicura che il comportamento del dente sia lo stesso quando il valore della coppia cambia.

Nel nostro caso quindi, avendo un valore di coppia oscillante dato dall'interazione tra l'albero a camme delle valvole e le valvole stesse, non ha senso effettuare una ottimizzazione attraverso modifiche micro-geometriche.

2.4.3 Modifica dell'Angolo di Pressione

L'angolo di pressione α rappresenta l'inclinazione della linea lungo la quale passa la forza che i due fianchi dei denti si scambiano.

Solitamente l'angolo standard utilizzato è pari a $\alpha = 20^\circ$, ma può assumere valori minori di 20° , aumentando la superficie di contatto direzionando la forza scambiata tangenzialmente piuttosto che radialmente.

L'effetto di questa modifica si rifà soprattutto sulla resistenza strutturale del dente stesso, il quale verrà sottoposto ad una tensione maggiore al diminuire di α .

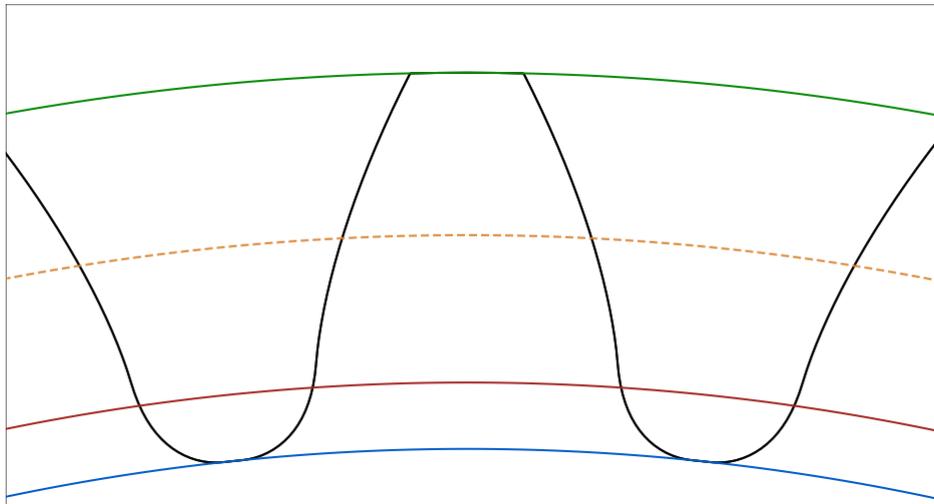


Figura 7, Profilo con $\alpha = 20^\circ$

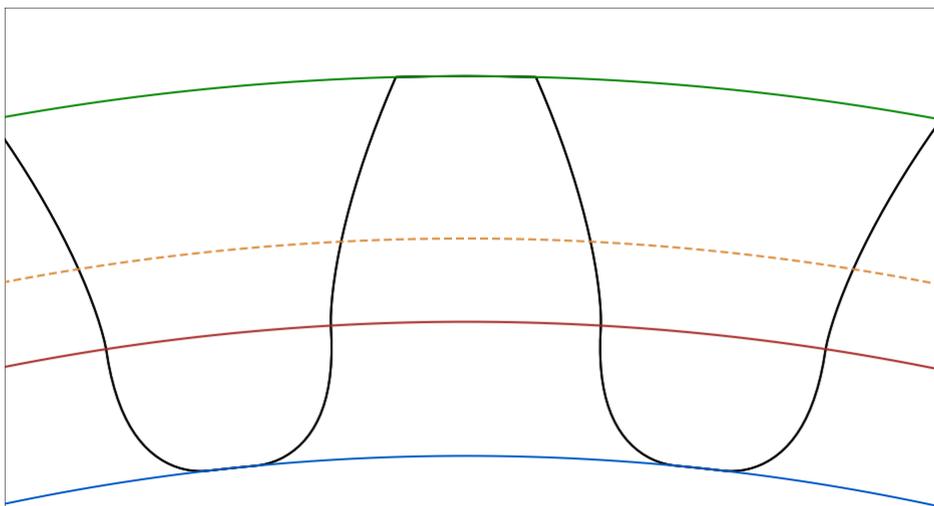


Figura 8, Profilo con $\alpha = 15^\circ$

In Figura 8 si vede come la modifica dell'angolo di pressione, che passa da un valore di $\alpha = 20^\circ$ ad un valore di $\alpha = 15^\circ$, cambi radicalmente anche la geometria del profilo rendendolo più deformato alla base.

Questa caratteristica provoca quindi un incremento dello sforzo che il dente deve sopportare soprattutto nella zona di piede (root), rischiando di formare cricche alla base del dente e che quest'ultimo si rompa.

2.5 Introduzione ai Programmi

Per effettuare la progettazione vera e propria della cascata di ingranaggi i programmi utilizzati sono:

“PTC Creo”

Programma di progettazione CAD mediante il quale si è potuto studiare il design della cascata, assicurandosi che questa potesse funzionare e soprattutto potesse essere inserita nell'ambiente motore già esistente.

“KissSoft”

Programma di simulazione dedicato al testing di accoppiamenti tra ruote dentate, viene utilizzato per dimensionare, simulare e correggere gli accoppiamenti designati dal design della cascata in modo tale che soddisfino le richieste da un punto di vista di emissione sonora e resistenza strutturale.

La particolarità del programma è che si concentra su accoppiamenti di al massimo 4 ruote dentate in cascata, di conseguenza non è possibile utilizzarlo per simulare l'intero sistema.

“KissSys”

Programma di simulazione comunicante con KissSoft dedicato al design e testing di sistemi complessi composti da un numero n di ruote dentate.

Il programma è particolarmente utile per simulare l'intero sistema e verificarne l'efficienza di funzionamento e le perdite per strisciamento (definite “meshing losses”), così da valutare quanto impatto abbiano le modifiche imposte al profilo della dentatura rispetto ad un profilo standard.

3 DESIGN E SIMULAZIONE

Il concepimento del design della cascata avviene definendo prima di tutto i parametri vincolanti del sistema. Nel nostro caso sono:

“Interasse albero motore-albero valvole”

Questo misura $i = 360$ mm e deve essere mantenuto tale in quanto la geometria del motore non deve essere modificata in alcun modo.

“Interasse tra le ruote alle valvole”

L'interasse coinvolto viene definito in modo tale da evitare di progettare una cascata che veda le ultime due ruote, ossia le ruote alle valvole, che si intersechino tra di loro.

“Definizione delle parti modificabili”

Con parti modificabili si intendono le zone del basamento che possono essere modificate in modo tale da adattare la cascata al sistema già pre-esistente. Questa non coinvolgono quindi tutti i circuiti idraulici, ma includono invece le colonnine di ancoraggio da sistemare sul basamento.

3.1 Studio del Design

3.1.1 Design V1

Lo studio del design inizia con la definizione di una cascata “grezza”.

Questa cascata deve avere un rapporto di trasmissione pari a 0.5 tra la ruota all'albero motore e quella alle valvole. Questa condizione è fondamentale per far ruotare la ruota al motore al doppio della velocità della ruota alle valvole.

Per semplificare il sistema quindi si è pensato inizialmente ad un design tale che avesse il numero di denti alla ruota motore pari al numero di denti della ruota alle valvole. In questo modo, avendo una ruota doppia con numero di denti della ruota “maggiore” pari al doppio della ruota “minore”, si assicura un rapporto di trasmissione $\tau_{V1} = 0.5$.

Design V1

passo	8 mm
-------	------

	# denti	Circ	Dp
ruota_1	35	274.89	87.5
ruota_2	35	274.89	87.5
ruota_3	25	196.35	62.5
ruota_4	50	392.70	125.0
ruota_5	44	345.58	110.0
ruota_6	35	274.89	87.5

tau	1/2
-----	-----

Sulla ruota doppia

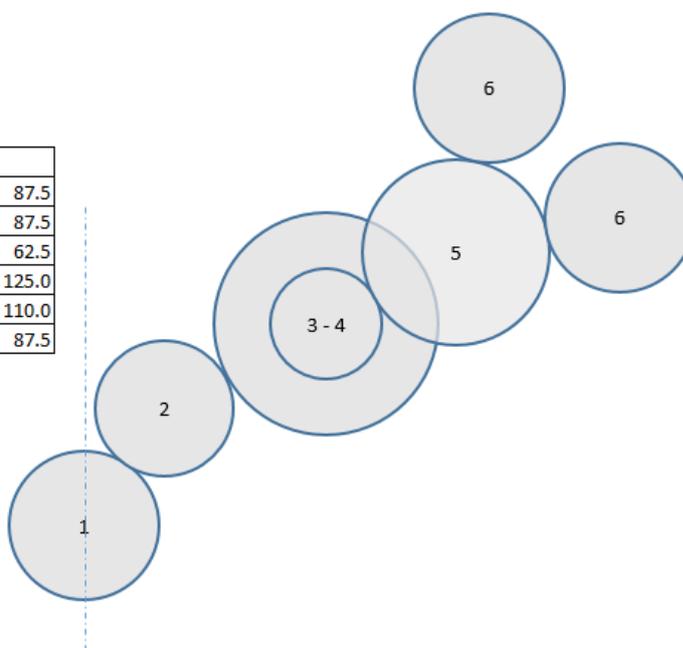


Figura 9, Design V1, Dati di progetto

In Figura 9 viene rappresentata solamente una metà della cascata, di conseguenza la ruota doppia indicata come “3-4” appartiene sia alla cascata di destra (in figura) che quella di sinistra.

Questo design risulta essere poco ottimizzato, questo perché la presenza della ruota doppia su entrambe le metà della cascata, porta alla progettazione di un ancoraggio per la ruota 3-4 inevitabilmente più grande rispetto a quello delle ruote folli (ruota 2 e ruota 5) e quindi ad un aumento di peso evitabile portando la ruota doppia al centro del sistema.

Per questo motivo si progetta la prima variante al Design V1, il Design V1’.

Design V1'

passo	8 mm
modulo	2.5 mm

	# denti	Circ	Dp
ruota_1	35	274.8894	87.5
ruota_2	50	392.6991	125.0
ruota_3	25	196.3495	62.5
ruota_4	48	376.9911	120.0
ruota_5	49	384.8451	122.5
ruota_6	35	274.8894	87.5

tau	1/2
-----	-----

Sulla ruota doppia

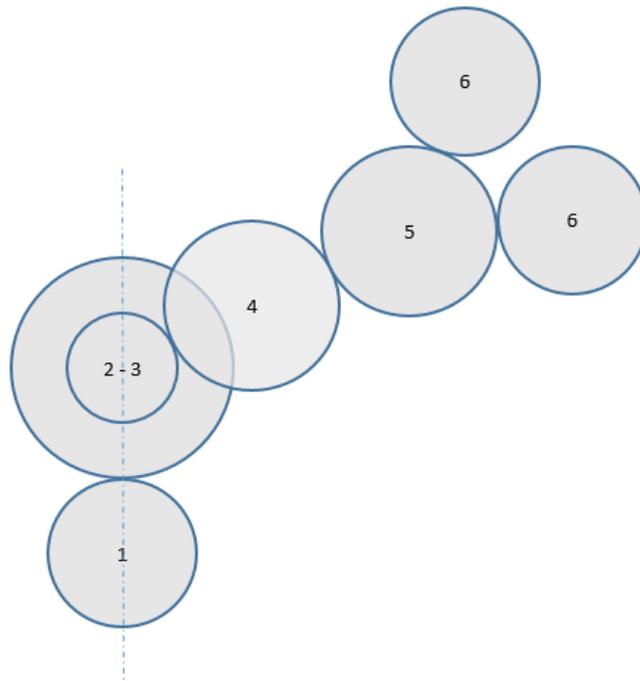


Figura 10, Design V1', Dati di Progetto

Nel Design V1' la ruota doppia, che prima era identificata come ruota 3-4, adesso viene identificata come ruota 2-3 ed è la ruota dalla quale si sdoppia la cascata.

In Figura 10 si può vedere come la variazione della posizione delle ruote, per mantenere possibile la trasmissione del moto fino alle valvole ed al contempo risparmiare peso rispetto al primo Design V1, porta ad un ridimensionamento anche delle ruote folli, che adesso hanno un numero di denti parti a 48 e 49 denti rispettivamente per la ruota 4 e 5.

Le problematiche di questo Design V1' sono principalmente legate al posizionamento delle ruote folli, le quali intersecano il circuito acqua del motore rendendo impossibile l'ancoraggio ed il funzionamento, ed al fatto che vi sia una netta differenza di diametro con un modulo relativamente alto.

Cercando un'alternativa più ottimizzata a questo design, si procede modificando il valore del modulo e dividendo il τ , rapporto di trasmissione, modificando il numero di denti delle ruote alle valvole rispetto alla ruota all'albero motore.

Si ottiene quindi un'altra versione.

3.1.2 Design V2

Il Design V2 richiama il V1 nella disposizione delle ruote, ma cambia il valore del modulo, che da $m_{V1} = 2.5 \text{ mm}$ passa ad un modulo variabile tra la prima parte della cascata (ruota all'albero motore e ruota doppia) e la seconda parte (ruota doppia, ruote folli e ruote alle valvole), con un valore rispettivamente di $m_{V2}^1 = 2 \text{ mm}$, $m_{V2}^2 = 2.25 \text{ mm}$.

Inoltre, per evitare che vi fosse intersezione tra le ruote folli ed il circuito acqua del motore, si effettua una modifica della dimensione delle ruote folli, diminuendone il diametro e aumentandone il numero. Il nuovo design si presenta come:

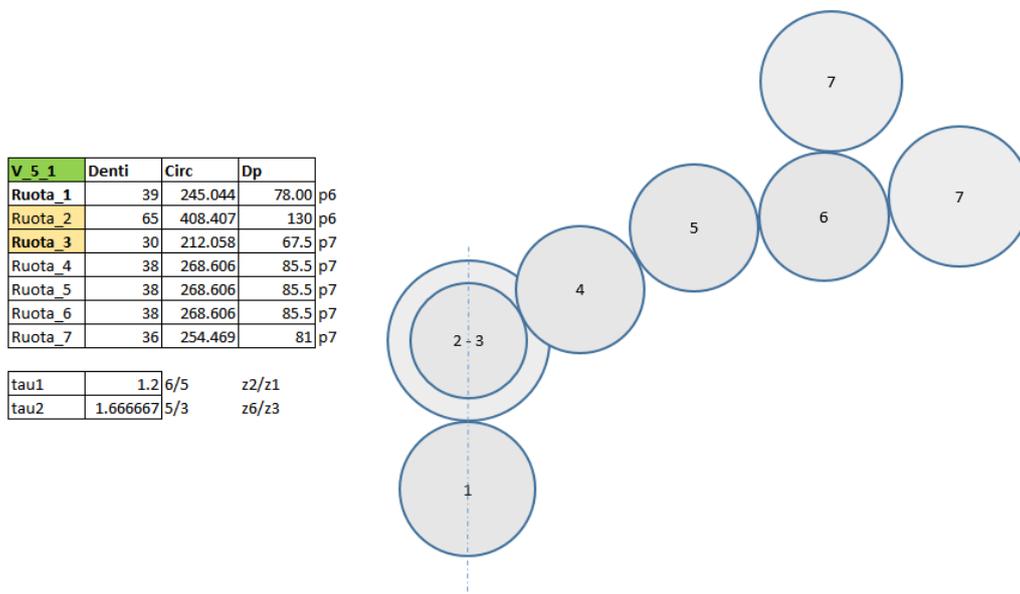


Figura 11, Design V2

Il problema per la scelta di questo design è che il circuito acqua in Figura 12 veniva intersecato all'altezza del rigonfiamento indicato dalla freccia.

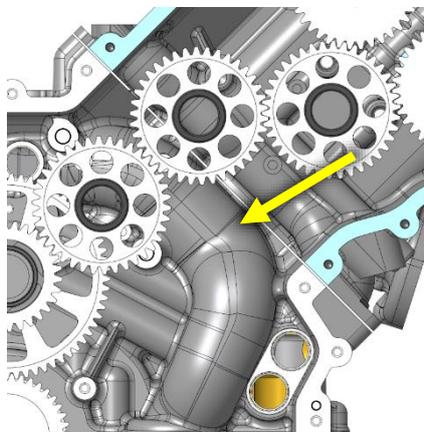


Figura 12, Circuito acqua

La scelta però di aggiungere una ruota in più riducendo il diametro porta ad un posizionamento della ruota centrale delle tre ruote folli non consono al design del basamento.

Infatti, vediamo dalla Figura 13 come il posizionamento della ruota folle centrale porti l'ancoraggio ad essere necessariamente sovrapposto all'unione dei due basamenti.

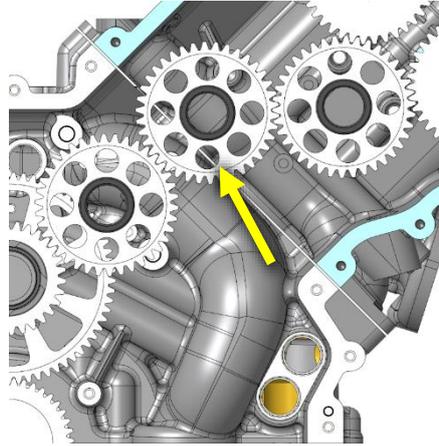


Figura 13, Posizionamento ruote folli

Questa condizione è da evitare in quanto l'ancoraggio andrebbe fissato necessariamente in parte sul basamento inferiore, in parte su quello superiore, non potendo assicurare l'assoluta precisione di posizionamento. Per questo motivo si cerca un'alternativa al Design V2.

Viene quindi definito il Design V2', che sarà quello definitivo per la cascata finale.

V 5_2	Denti	Circ	Dp	
Ruota_1	39	245.044	78.00	p6
Ruota_2	65	408.407	130	p6
Ruota_3	30	212.058	67.5	p7
Ruota_4	55	388.772	123.75	p7
Ruota_5	55	388.772	123.75	p7
Ruota_6	36	254.469	81	p7

tau1	1.2	6/5	$z2/z1$
tau2	1.666667	5/3	$z6/z3$

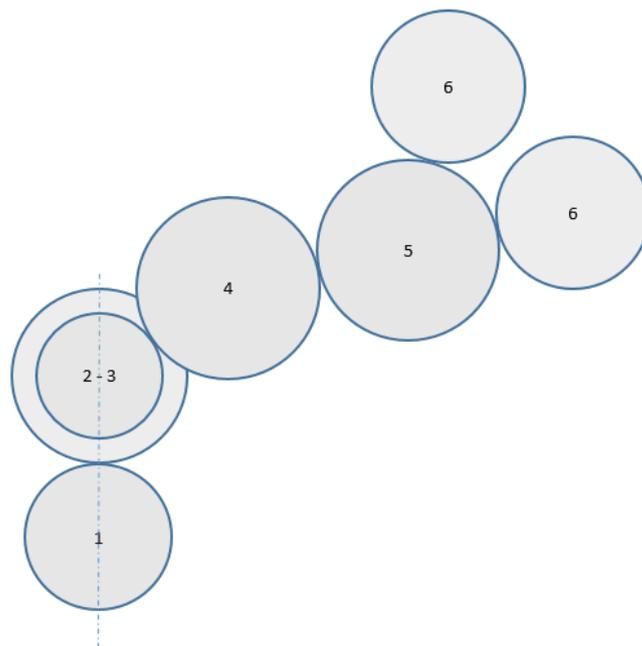


Figura 14, Design V2'

Il Design V2' quindi richiama il Design V1' per quanto riguarda il posizionamento delle ruote, ma mantiene il principio di divisione del modulo tra la prima cascata e la seconda.

Anche in questo caso si evita l'intersezione tra la ruota folle ed il circuito acqua.

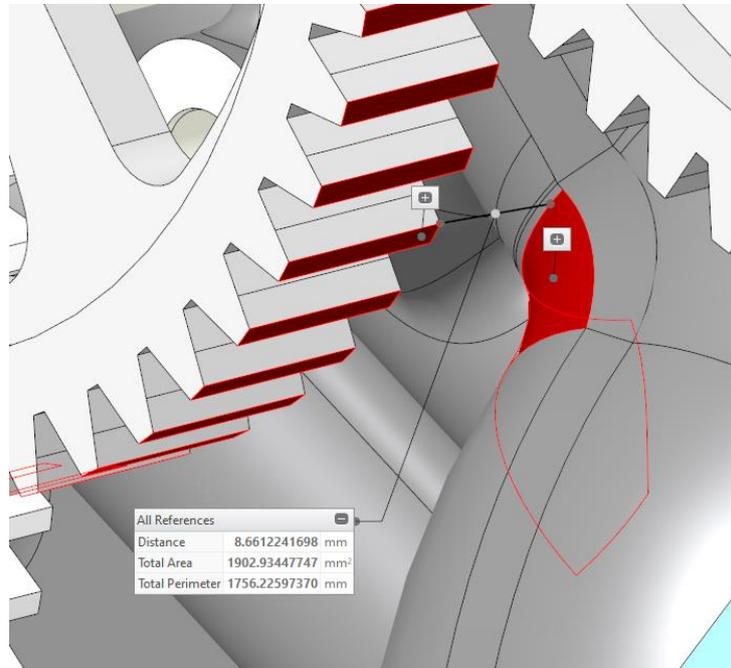


Figura 15, Distanza ruota folle - circuito acqua

In Figura 15 viene indicata la distanza minima della ruota dal basamento di circa 7.5 mm.

Essendo il basamento prodotto tramite fusione, vengono imposti dei vincoli derivanti dal processo di produzione, il quale prevede una tolleranza di progetto di minimo ± 1 mm. Considerando il dimensionamento della ruota, che in Figura 15 è rappresentata solamente attraverso il diametro primitivo, dobbiamo aggiungere il valore di Addendum, per il quale faremo riferimento al valore standard di $Add = 1.25$.

In questo modo avremmo una distanza minima di 5.25 mm, più che sufficiente per mantenere le distanze in ogni circostanza tra i componenti.

3.1.3 Design V3

Il Design V3 consiste nella ridefinizione del Design V2', ma con dentatura elicoidale piuttosto che dentatura dritta.

Infatti qual ora si voglia diminuire l'emissione sonora di una coppia di ingranaggi, la soluzione più comoda ed efficiente è progettare una cascata di ingranaggi a denti elicoidali, ma questo porta a vincoli di progettazione talvolta non sostenibili.

3.2 Calcolo dell'Efficienza di Funzionamento

Per il calcolo dell'efficienza viene utilizzato il programma di simulazione KissSys, all'interno del quale è possibile riprodurre l'intero sistema della cascata di ingranaggi e calcolare quanta potenza venga effettivamente trasmessa durante l'ingranamento.

I design presi in considerazione sono:

- Design V1'
- Design V2'
- Design V3

Nella definizione del funzionamento del sistema si impone la velocità di rotazione e le coppie risultante dalle coppie agenti sulle ruote alle valvole.

I dati:

- $\omega = 4000$ rpm
- $T = 12.395$ Nm

Entrambe applicate alla ruota all'albero motore.

Il calcolo per questi due valori viene fatto prendendo in considerazione l'andamento della coppia istantanea che impongono le ruote alle valvole, se ne calcola la media per la parte di aspirazione e per la parte di scarico ed infine se ne somma il risultato.

Velocità di rotazione

Ruota	ω																	
1	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7250	7500	8000	8500	9000
2	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4350	4500	4800	5100	5400
3	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4350	4500	4800	5100	5400
4	327.3	490.9	654.5	818.2	981.8	1145.5	1309.1	1472.7	1636.4	1800.0	1963.6	2127.3	2290.9	2372.7	2454.5	2618.2	2781.8	2945.5
5	327.3	490.9	654.5	818.2	981.8	1145.5	1309.1	1472.7	1636.4	1800.0	1963.6	2127.3	2290.9	2372.7	2454.5	2618.2	2781.8	2945.5
6	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3625	3750	4000	4250	4500

	Denti	Circ	Dp_mm	Dp_m	
Ruota 1	39	245.044	78.00	0.078	p6
Ruota 2	65	408.407	130	0.13	p6
Ruota 3	30	212.058	67.5	0.0675	p7
Ruota 4	55	388.772	123.75	0.12375	p7
Ruota 5	55	388.772	123.75	0.12375	p7
Ruota 6	36	254.469	81	0.081	p7

passo	7 mm
modulo	2.25 mm

passo	6 mm
modulo	2 mm

Rapp. Trasmissione	
τ_{12}	1.666667 -
τ_{34}	1.833333 -
τ_{45}	1 -
τ_{56}	0.654545 -

Tabella 3, Calcolo velocità di rotazione

Coppie medie @4000rpm

Coppia all'albero motore (intake)	Coppia all'albero motore (exhaust)	Coppia all'albero motore (totale)	T_max_int	1.2189 Nm
Ruota 6 -> 5	Ruota 6 -> 5	Ruota 6 -> 5	T_max_ex	11.17618 Nm
F_65	F_65	F_65	T_max_tot	12.3951 Nm
T_65	T_65	T_65		
Ruota 5 -> 4	Ruota 5 -> 4	Ruota 5 -> 4		
F_54	F_54	F_54		
T_54	T_54	T_54		
Ruota 4 -> 3	Ruota 4 -> 3	Ruota 4 -> 3		
F_43	F_43	F_43		
T_43	T_43	T_43		
Ruota 2 -> 1	Ruota 2 -> 1	Ruota 2 -> 1		
F_21	F_21	F_21		
T_crankshaft	T_crankshaft	T_crankshaft		

Tabella 4, Calcolo coppie medie @4000 rpm

In Tabella 3 viene mostrato il processo di calcolo per la velocità di rotazione delle ruote della cascata, in Tabella 4 invece si mostra il calcolo delle coppie agenti sulla cascata alla velocità di rotazione pari a 4000 rpm, velocità scelta per la simulazione.

3.3 Simulazioni di Efficienza

3.3.1 Impostazione della Simulazione

Si può suddividere l'impostazione della simulazione tramite KissSys in 3 step:

Step 1, Definizione del design da testare

Dimensionamento delle coppie di ruote attraverso il numero di denti, interasse, profilo della dentatura e posizionamento. Dimensionamento degli alberi scegliendo il diametro esterno, la lunghezza dell'albero e se questo sia pieno o cavo. Scelta ed assegnazione dei cuscinetti.

Nel nostro caso abbiamo:

Design V1'	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	Ruota 5	Ruota 6
No.Denti	35	50	25	48	49	35
D_shaft	54.2	35	32	32	32	54.2
L_shaft	80	80	80	80	80	80
Cuscinetti	rullini	rullini	rullini	rullini	rullini	rullini
Interasse	106.25		91.25		105	
				121.25		

Design V2'	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	Ruota 5	Ruota 6
No.Denti	39	65	30	55	55	36
D_shaft	54.2	35	32	32	32	54.2
L_shaft	80	80	80	80	80	80
Cuscinetti	rullini	rullini	rullini	rullini	rullini	rullini
Interasse	104		96.625		101.25	
				122.625		

Design V3	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	Ruota 5	Ruota 6
No.Denti	39	65	30	55	55	36
D_shaft	54.2	35	32	32	32	54.2
L_shaft	80	80	80	80	80	80
Cuscinetti	obliqui	obliqui	obliqui	obliqui	obliqui	obliqui
Interasse	110.675		101.954		108.781	
				131.189		

Tabella 5, Dati per le simulazioni

Step 2, Assegnazione di input e output

Si assegna una velocità di rotazione ed una coppia agente sul sistema tramite una "boundary condition" e successivamente si assegna allo stesso modo, ma senza vincolare né velocità né coppia, una "boundary condition" per l'output con la quale controllare che il design sia stato dimensionato correttamente.

Nel nostro caso abbiamo:

- $\omega_{input} = 4000 \text{ rpm}$, $\omega_{output} = 2000 \text{ rpm}$
- $T_{input} = T_{output} = 12.395 \text{ Nm}$

Step 3, Impostazione della simulazione

Infine si imposta la simulazione per l'efficienza specificando il sistema di lubrificazione, che nel nostro caso avviene per iniezione di olio sul punto di contatto tra i denti. I getti vengono così dimensionati:

- $Temp = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $Q = 1.8\text{ l/min}$
- $v = 16.98\text{ m/s}$

Con T temperatura dell'olio, Q portata in litri al minuto, v velocità del getto.

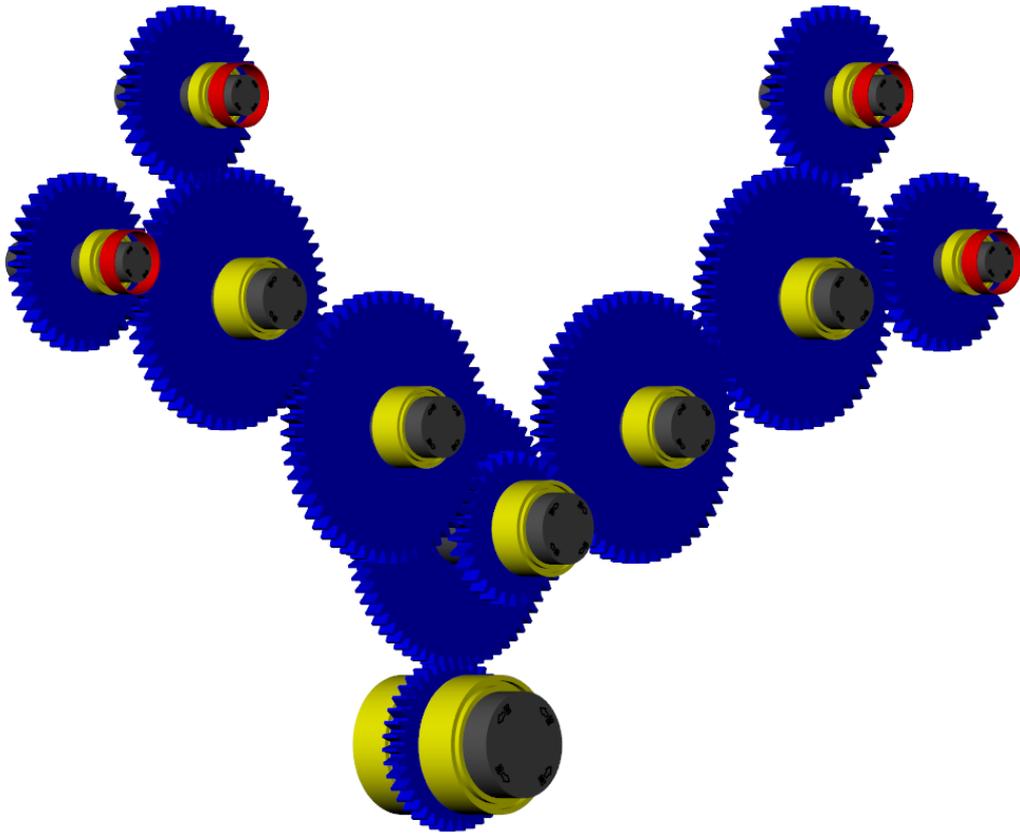


Figura 16, Rappresentazione del sistema su KissSys

3.3.2 Confronto tra i Design

Dalle simulazioni svolte si ottengono i seguenti risultati:

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Efficiency		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	5192		Efficiency (total) [%]	91
12	Power Output [W]	4724.7		Efficiency (gear mesh) [%]	97.46
13	Power Losses [W]	467.3		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	246.4		Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	132		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL +PVLO [W]	88.9		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	467.3		Total Dissipation [W]	0

Figura 17, Efficienza del Design V1'

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Efficiency		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	5192		Efficiency (total) [%]	91.47
12	Power Output [W]	4749.1		Efficiency (gear mesh) [%]	97.62
13	Power Losses [W]	442.9		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	230.9		Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	123.8		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL +PVLO [W]	88.2		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	442.9		Total Dissipation [W]	0

Figura 18, Efficienza del Design V2'

	A	B	C	D	E
1	CALCULATION SETUP				
2	Requested Result	Efficiency		Units	W
3	Calculation Method	ISO TR 14179-1		Contact Analysis	No
4					
5	Housing	Settings	Ventilation	Lubrication	Oil Cooler
6					
7	SPECIFIC FUNCTIONS				
8	Reset		Consistent		Report
9					
10	RESULTS SUMMARY				
11	Power Input [W]	5192		Efficiency (total) [%]	91.31
12	Power Output [W]	4740.8		Efficiency (gear mesh) [%]	97.99
13	Power Losses [W]	451.2		No Req. Result	0
14					
15	LOSSES AND DISSIPATIONS				
16	Heat Generated	Correction Factors		Heat Dissipated	Correction Factors
17	Gear Churning Losses PVZ0 [W]	231.8		Housing [W]	0
18	Gear Meshing Losses PVZ [W]	104.4		Foundations [W]	0
19	Bearing Losses PVL +PVL0 [W]	115		Input/Output Shafts [W]	0
20	Seal Losses PVD (+rest PVD0) [W]	0		Oil Cooler [W]	0
21	Total Power Losses [W]	451.2		Total Dissipation [W]	0

Figura 19, Efficienza del Design V3

Il confronto tra i design mostra come la differenza tra i design sia molto contenuta. Prendendo in considerazione l'efficienza di ingranamento, che è la componente principale da tenere sotto occhio per il nostro test, vediamo come nel caso del Design V2' questa sia più alta del Design V1', il quale perde circa 9W in più dell'altro.

Come volevasi dimostrare il Design V3 possiede un'efficienza più alta degli altri due, avendo un ingranamento più regolare e progressivo, ma perde più potenza sui cuscinetti.

Efficienza di ingranamento

$$E_{V1'} = 97.46\%$$

$$E_{V2'} = 67.62\%$$

$$E_{V3} = 97.99\%$$

Efficienza totale

$$E_{totV1'} = 91\%$$

$$E_{totV2'} = 91.47\%$$

$$E_{totV3} = 91.31\%$$

Per questo motivo si sceglie il design che possiede un'efficienza maggiore e quindi il Design V2'.

Inoltre, il Design V3 essendo elicoidale non avrebbe potuto comunque essere scelto in quanto le caratteristiche di un design elicoidale non sono compatibili con il nostro sistema.

Il design elicoidale necessita infatti di una larghezza del dente superiore a quella del design a denti dritti e per questo motivo andrebbe ad escludere una delle

caratteristiche fondamentali che hanno portato alla scelta della cascata di ingranaggi piuttosto che la catena, l'ingombro assiale.

Oltre all'ingombro assiale, abbiamo anche il problema dell'ancoraggio del sistema il quale, essendo sottoposto a forze assiali, necessita di cuscinetti a sfere obliqui. I cuscinetti obliqui a loro volta necessitano di spazio essendo più ingombranti sia assialmente che radialmente rispetto ai corrispettivi cuscinetti a rullini/sfere per gli stessi alberi.

Andando a sommare tutti questi effetti si ottiene un design molto più ingombrante del corrispettivo design a denti dritti.

4 PROGETTAZIONE DEL PROFILO

Dopo la scelta del design, basandosi sull'efficienza di funzionamento e di ingranamento, si passa alla progettazione del profilo del dente per ottenere la caratteristica fondamentale che la cascata di ingranaggi dovrebbe avere, la bassa emissione sonora.

Prima di tutto si definiscono i dati con i quali effettuare i test. Si utilizzano tali dati trovati per testare il profilo del dente standard, variando esclusivamente l'angolo di pressione α in modo tale da trovare l'angolo che risponde in maniera più efficiente possibile all'emissione sonora, anche in base al numero di denti coinvolti ed alle condizioni di lavoro.

Successivamente si definisce un test più impegnativo, che nel nostro caso è a coppia massima, applicando le modifiche macro-geometriche in modo tale da ottimizzare la risposta del dente all'emissione sonora.

Come ultimo test si effettua un test strutturale, così da verificare il fattore di sicurezza del profilo così che sia sufficientemente alto.

Dai dati contenuti in Tabella 6 ed in Tabella 7 si ricavano le coppie medie agenti ad un certo numero di giri motore e si utilizzano per impostare le simulazioni per la definizione dell'angolo di pressione.

Coppie medie

	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7250	7500	8000	8500	9000	rpm
T_intake	-0.80	-0.86	-0.91	-0.95	-0.96	-1.09	-1.22	-1.49	-1.74	-1.91	-2.20	-2.43	-2.66	-2.76	-2.87	-3.15	-3.44	-3.54	
T_exhaust	-7.46	-8.09	-8.92	-9.48	-10.31	-10.58	-11.18	-10.84	-10.93	-11.12	-11.31	-11.28	-11.42	-11.42	-11.31	-11.17	-10.81	-10.74	Nm
T_tot	-8.26	-8.96	-9.83	-10.43	-11.27	-11.67	-12.40	-12.33	-12.66	-13.03	-13.51	-13.71	-14.08	-14.19	-14.18	-14.32	-14.25	-14.28	

T_max_int	3.54	Nm	at	9000 rpm	Coppia media massima durante la fase di intake
T_max_ex	11.42	Nm	at	7250 rpm	Coppia media massima durante la fase di exhaust
T_max_tot	14.32	Nm	at	8000 rpm	Coppia media massima totale

Tabella 8, Coppie medie per numero di giri

Le coppie medie così definite vengono quindi utilizzate per la ricerca dell'angolo di pressione ottimale.

Le velocità di rotazione invece vengono definite studiando la velocità per ogni coppia di ruota, partendo da quella all'albero motore.

Velocità di rotazione

Ruota	ω																	
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7250	7500	8000	8500	9000
1	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7250	7500	8000	8500	9000
2	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4350	4500	4800	5100	5400
3	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4350	4500	4800	5100	5400
4	327.3	490.9	654.5	818.2	981.8	1145.5	1309.1	1472.7	1636.4	1800.0	1963.6	2127.3	2290.9	2372.7	2454.5	2618.2	2781.8	2945.5
5	327.3	490.9	654.5	818.2	981.8	1145.5	1309.1	1472.7	1636.4	1800.0	1963.6	2127.3	2290.9	2372.7	2454.5	2618.2	2781.8	2945.5
6	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3625	3750	4000	4250	4500

	Denti	Circ	Dp_mm	Dp_m	
Ruota_1	39	245.044	78.00	0.078	p6
Ruota_2	65	408.407	130	0.13	p6
Ruota_3	30	212.058	67.5	0.0675	p7
Ruota_4	55	388.772	123.75	0.12375	p7
Ruota_5	55	388.772	123.75	0.12375	p7
Ruota_6	36	254.469	81	0.081	p7

passo	7 mm
modulo	2.25 mm

passo	6 mm
modulo	2 mm

Rapp. Trasmissione	
τ_{12}	1.666667 -
τ_{34}	1.833333 -
τ_{45}	1 -
τ_{56}	0.654545 -

Tabella 9, Calcolo delle Velocità di Rotazione

In Tabella 9 si ripropone il calcolo delle velocità esaminato in Tabella 3.

4.2 L'Angolo di Pressione

L'angolo α di pressione viene testato simulando l'ingranamento ad una certa velocità di rotazione con una certa coppia applicata, facendo variare l'angolo dal valore standard di 20° andando a diminuire l'angolo fino ai 15° .

I test coinvolgono le coppie di ruote a due a due, analizzando il comportamento dell'ingranamento tramite KissSoft, individuando il ΔTE minimo per ogni accoppiamento.

In modo tale da testare il sistema su diverse coppie e velocità, sono stati individuati 3 test:

- $\omega_1 = 1500$ rpm, $T_1 = 8.26$ Nm
- $\omega_2 = 4000$ rpm, $T_2 = 12.39$ Nm
- $\omega_3 = 8000$ rpm, $T_3 = 14.32$ Nm

4.2.1 Impostazioni di KissSoft

Nel caso della ricerca dell'angolo di pressione si utilizza KissSoft senza l'implementazione del sistema in KissSys.

The screenshot displays the 'Basic data' configuration window in KissSoft. The 'Geometry' section is configured with the following parameters:

Parameter	Value
Tooth geometry	symmetric
Normal module m_n	1.0000 mm
Normal pressure angle α_n	20.0000 °
Gear 1	spur gear
Helix angle at reference circle β	0.0000 °
Center distance a	0.0000 mm
Number of teeth z	Gear 1: 0, Gear 2: 0
Facewidth b	0.0000 mm (for both gears)
Profile shift coefficient x	0.0000 (for both gears)
Quality (ISO 1328:2013) A	6 (for both gears)

The 'Material and lubrication' section is configured as follows:

Parameter	Value
Gear 1 Material	Case-hardening steel
Gear 2 Material	Case-hardening steel
Lubrication	Oil bath lubrication
Oil	ISO-VG 220

Figura 20, KissSoft - Basic Data

La pagina iniziale riporta tutti gli strumenti necessari allo svolgimento delle simulazioni.

In Figura 20 vengono indicate le caratteristiche fondamentali per ogni dentatura.

In questa pagina si regolano le impostazioni di:

- α Angolo di Pressione
- m Modulo
- i Interasse
- z Numero di Denti
- b Larghezza del Dente
- x Profile Shift Coefficient o "PSC"
- Tipologia di Dentatura: se denti dritti o denti elicoidali
- Lubrificazione: se a bagno d'olio, iniezione diretta etc.

Nel caso della ricerca dell'angolo di pressione ottimale, viene fatto variare l'angolo di pressione a parità delle altre impostazioni.

Successivamente vengono impostati i valori di coppia e velocità di rotazione corrispondente al caso in studio nella sezione Strength, in Figura 21.

The screenshot displays the 'Strength' tab of the KissSoft software. The interface is organized into several sections:

- Rating:** Includes dropdowns for 'Driving gear' (Gear 1), 'Working flank gear 1' (right flank), and 'Gear 1 direction of rotation' (clockwise). It also features a 'Required service life' input field set to 3000.0000 h. On the right, 'Reference gear' is set to Gear 1, and input fields for 'Speed' (0.0000 1/min), 'Torque' (0.0000 Nm), and 'Power' (0.0000 kW) are visible.
- Calculation method:** Contains dropdowns for 'Factors, root, flank' (ISO 6336:2019), 'Scuffing' (according to calculation method), and 'Tooth flank fracture' (No calculation). It also includes 'Micropitting' (ISO/TS 6336-22), 'Subsurface fatigue' (DNV 41.2), and 'Reliability' (No calculation).
- Load spectrum:** A section with a dropdown menu set to 'Calculation with load spectrum' and a 'No.' field set to 1. Below this is a table for 'Single stage load':

	Frequency [%]	Power factor	Speed factor
1	100.000000	1.0000	1.0000

At the bottom left, there are 'Input' dropdowns for 'Power' and 'Factor'.

Figura 21, KissSoft - Strength

Una volta impostata la simulazione, questa viene fatta girare, modificando ogni volta il valore dell'angolo di pressione partendo dai 20° e scendendo a step di 1°.

L'ambiente di simulazione è indicato nella sezione di Contact Analysis, in Figura 22.

The screenshot shows the 'Contact analysis' settings window in KissSoft. The window is organized into several sections:

- Settings:**
 - Resolution: medium
 - Take into account load factors: K_x, K_y
 - Consider load spectrum
 - Partial load factor for calculation w_1 : 100.0000 %
 - Resulting partial load factor w_2 : 125.0000 %
- Manufacturing influences:**
 - Coefficient of friction μ : 0.0500
 - Runout error: Do not consider
 - Single normal pitch deviation f_{pn} : 0.0000 μm
- Axis alignment influences:**
 - Center distance: Nominal center distance
 - Center distance a : 0.0000 mm
 - Axis alignment... button
- Wear:**
 - Iterative wear calculation
 - Maximum permitted wear per iteration Δw : 5.0000 μm
 - Maximum number of iterations: 100

Figura 22, KissSoft - Contact Analysis

Una volta indicato il livello di carico con il quale si desidera svolgere il test dell'Analisi del Contatto, si procede con la simulazione analizzando i risultati di Transmission Error, il quale deve essere il più basso possibile così che si abbia la minor emissione sonora.

4.2.2 Risultati

Ruote 1 - 2

Il primo test viene effettuato sull'accoppiamento tra la ruota all'albero motore e la ruota doppia. Dai tre test si ricavano i seguenti risultati:

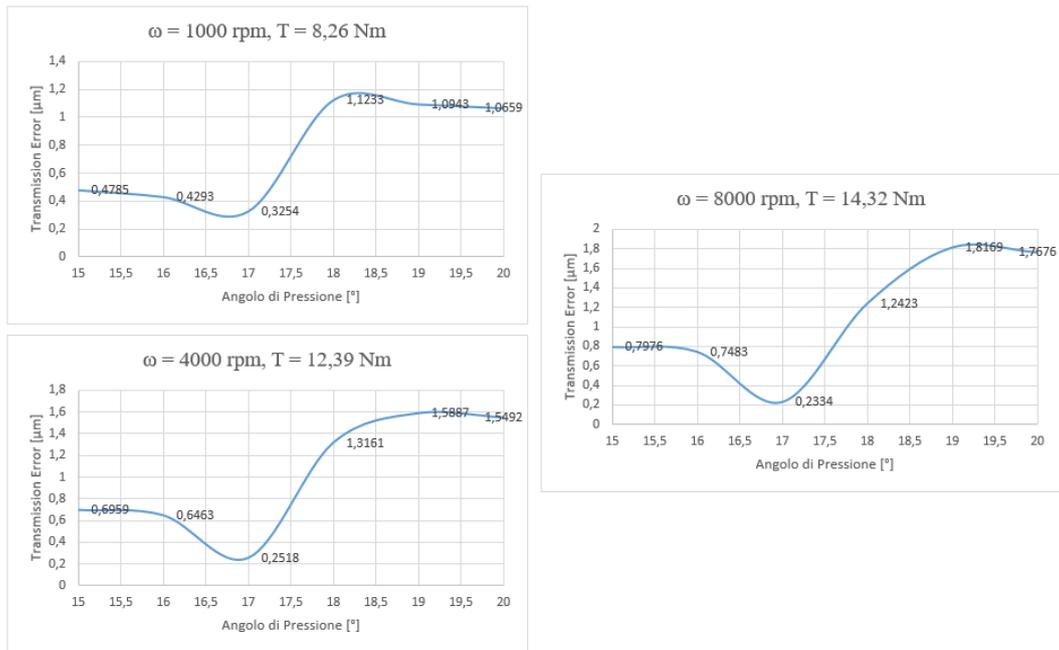


Figura 23, ΔTE Ruote 1 - 2

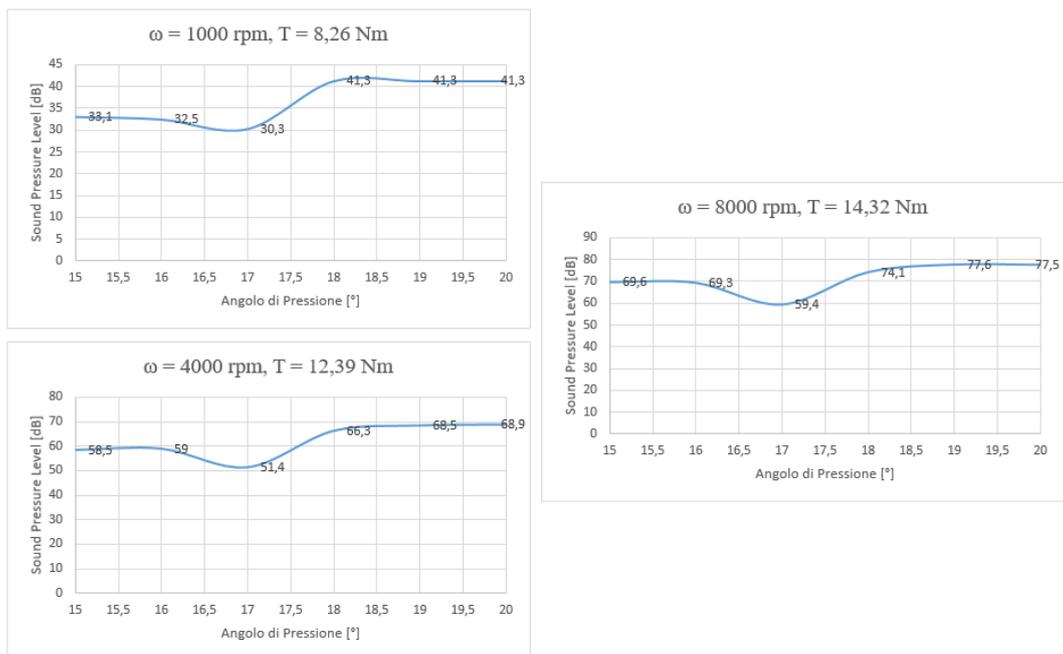


Figura 24, Emissione Sonora Ruote 1 - 2

Analizzando quindi l'emissione sonora secondo il principio di Masuda in Figura 24, utilizzato da KissSoft per indicare l'emissione sonora, vediamo come questo sia coerente con l'andamento del Transmission Error.

La dove ho un minimo nel ΔTE , trovo un minimo anche nell'emissione sonora, indice del fatto che il principale contribuente alla rumorosità di un ingranaggio è proprio il Transmission Error.

Dai test si individua, per l'accoppiamento ruote 1 - 2, un angolo di pressione ottimale pari a $\alpha = 17^\circ$.

Ruote 3 - 4

Ripetendo gli stessi test con le ruote 3 - 4 otteniamo:

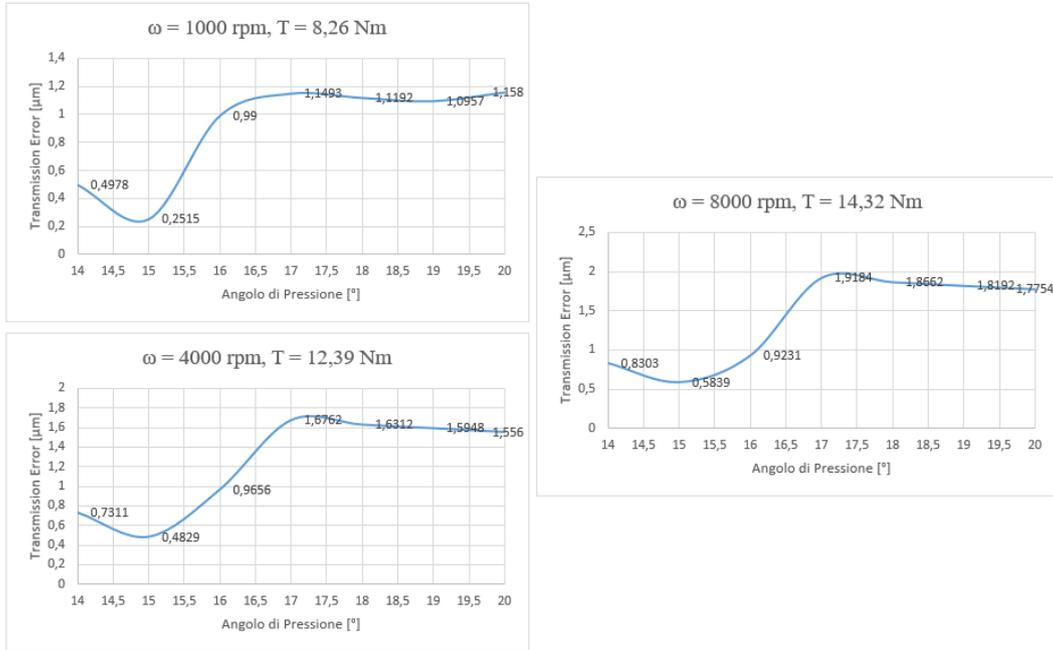


Figura 25, $\Delta T E$ Ruote 3 - 4

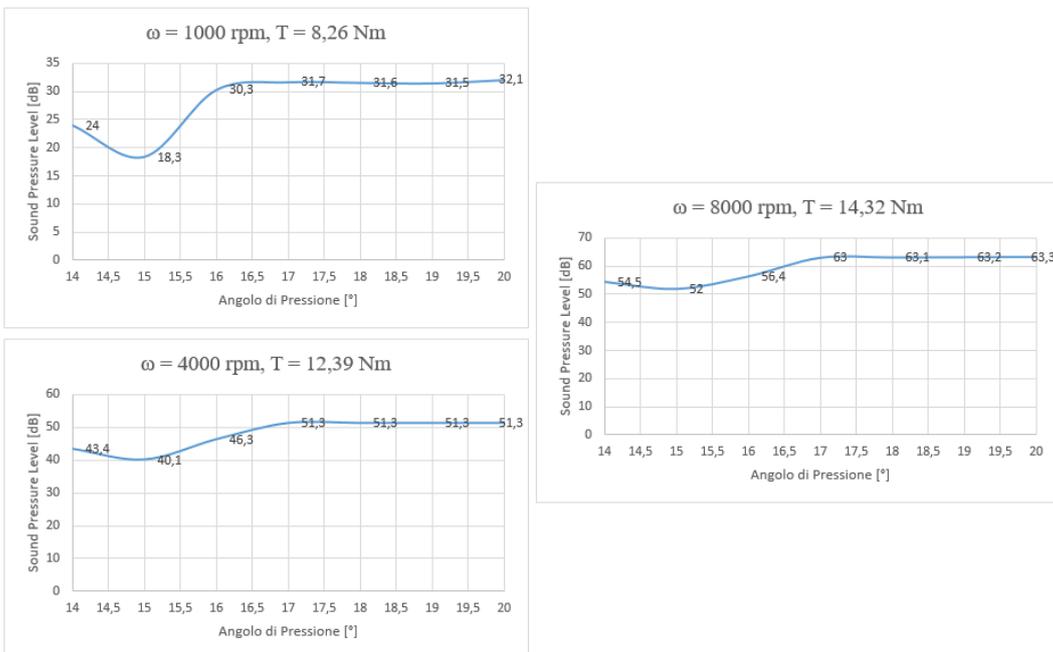


Figura 26, Emissione Sonora Ruote 3 - 4

In questo caso, si individua $\alpha = 15^\circ$ come l'angolo ottimale.

Ruote 4 - 5

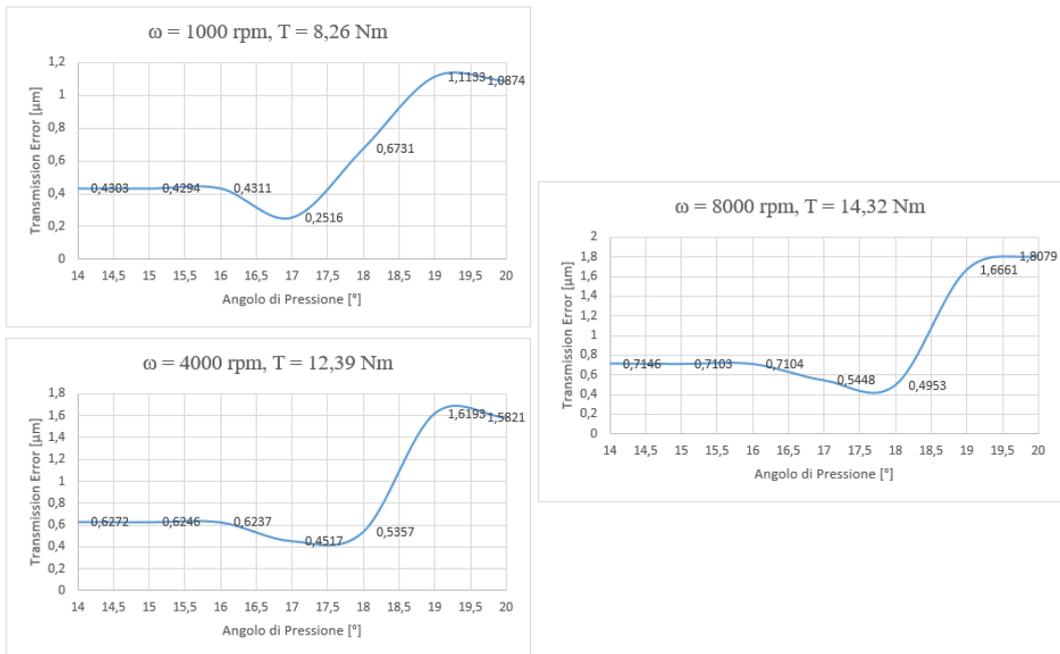


Figura 27, ΔTE Ruote 4 - 5

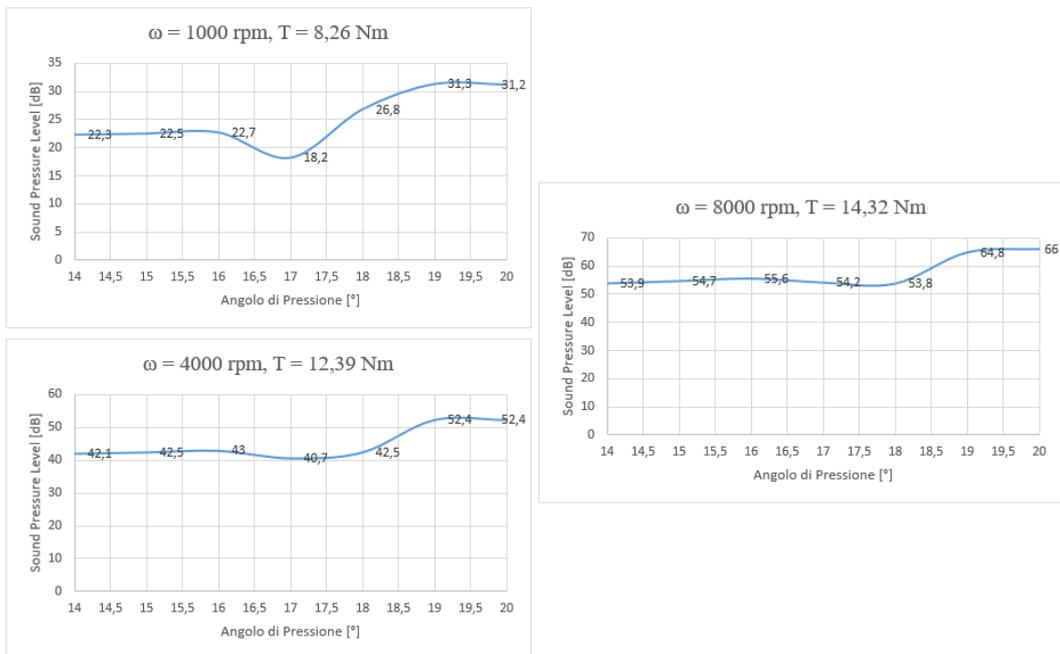


Figura 28, Emissione Sonora Ruote 4 - 5

Si individua in questo caso $\alpha = 17^\circ$.

Ruote 5 - 6

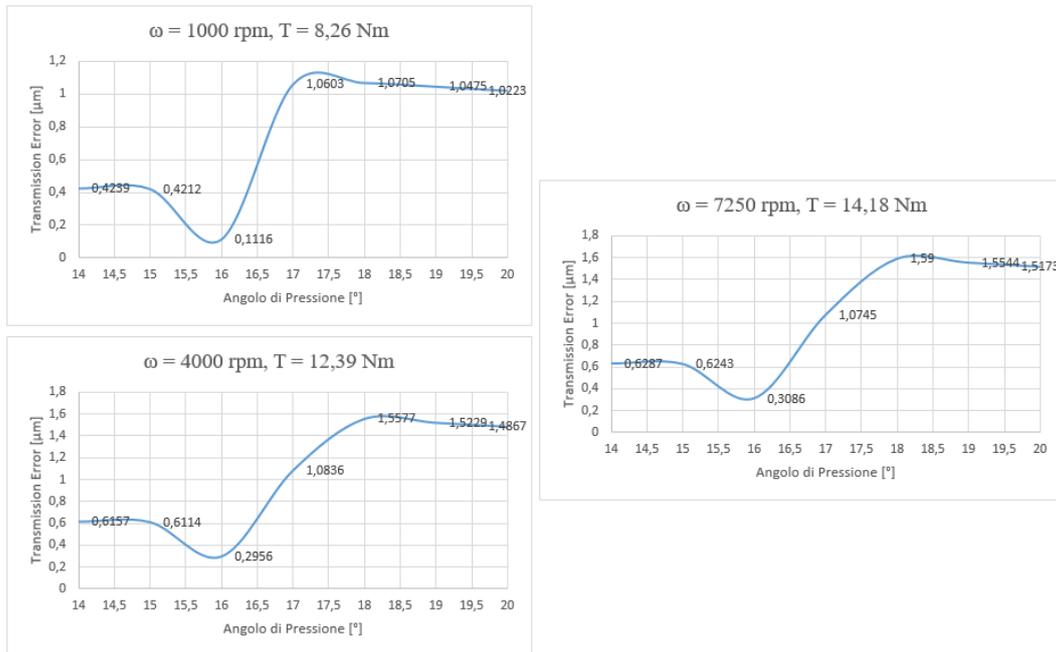


Figura 29, $\Delta T E$ Ruote 5 - 6

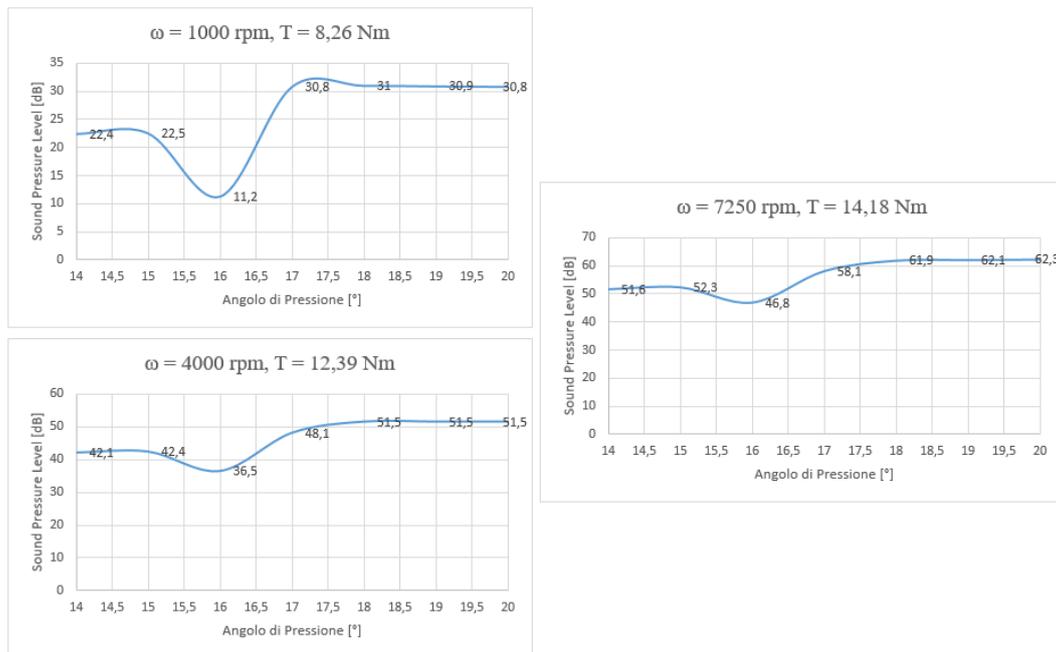


Figura 30, Emissione Sonora Ruote 5 - 6

Si individua un angolo di $\alpha = 16^\circ$

Analizzando i risultati dei test vediamo come per l'accoppiamento tra la ruota 1 e la ruota 2 non presenti problemi di alcun tipo, l'angolo selezionato è di $\alpha_{12} = 17^\circ$ ed il profilo verrà modificato tenendo di conto di quel valore.

Per l'accoppiamento tra le ruote successive invece, il comportamento di ognuno dei diversi accoppiamenti ha dato un risultato diverso:

$$\alpha_{34} = 15^\circ$$

$$\alpha_{45} = 17^\circ$$

$$\alpha_{56} = 16^\circ$$

Per effettuare quindi una scelta sull'angolo di pressione è necessario seguire un altro procedimento.

Si è pensato quindi di testare l'intera cascata di ingranaggi dalla ruota doppia, passando alle ruote folli e poi alle ruote alle valvole, controllando quale fosse in quel caso l'angolo di pressione ottimale.

Dai test si ricavano i seguenti risultati:

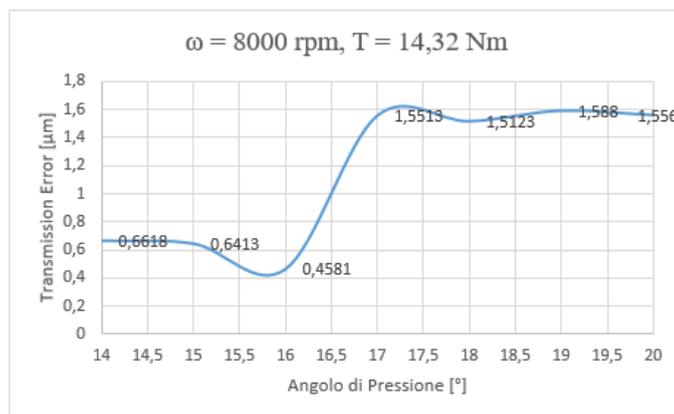


Figura 31, Δ T E Ruote 3 - 4 - 5 - 6

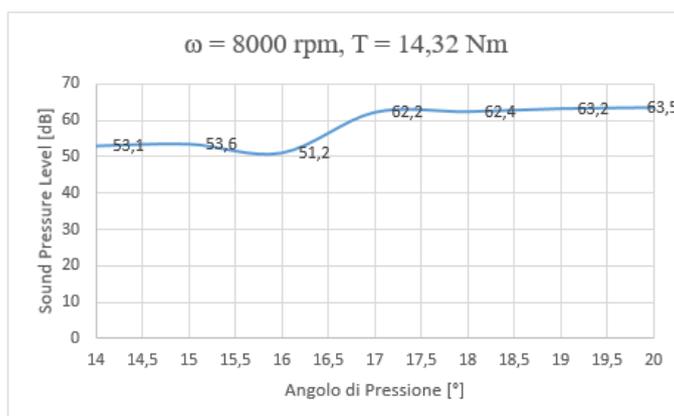


Figura 32, Emissione Sonora Ruote 3 - 4 - 5 - 6

Come si vede dai test, l'angolo al quale l'emissione sonora è minore è $\alpha_{3456} = 16^\circ$, questo vuol dire che l'influenza degli accoppiamenti sull'emissione sonora incide in maniera diversa a seconda dell'accoppiamento.

Essendo $\alpha_{3456} = 16^\circ$ l'angolo migliore, è corretto dedurre che l'accoppiamento più influente sull'emissione sonora è quello tra la ruota 5 e la ruota 6.

Dai test effettuati possiamo inoltre verificare come il comportamento della dentatura sia indipendente dal valore della coppia e della velocità applicate. Per ogni test vediamo infatti come il picco di ΔTE_{\min} sia sempre individuato allo stesso angolo, rimanendo coerente anche su tutto il resto dell'andamento.

	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4	Gear 5	Gear 6	
m	2.00		2.25				mm
p	6.28		7.07				mm
α	17		16				deg
No. Denti	39	65	30	55	55	36	-
Interasse	104.000		95.620		102.375		mm
			123.750				
PSC	0.1497	-0.1497	0.0917	-0.0917	0.0917	-0.0917	mm
Dedendum	profilo A	mm					
Addendum	profilo A	mm					
Radius	0.380	0.380	0.380	0.380	0.380	0.380	mm
b	10	10	10	10	10	10	mm

Tabella 10, Dati Post-Ottimizzazione di α

4.3 Modifiche Macro-Geometriche

Una volta definito l'angolo di pressione delle due cascate, si passa all'ottimizzazione del profilo del dente tale che l'emissione sonora sia minima. Confronteremo diversi metodi di progettazione che comprendono il progettare la cascata valorizzando determinati parametri.

4.3.1 Parametri di progetto

I parametri da considerare per la progettazione sono:

“ $\epsilon\gamma$ ”, Total Contact Ratio

Come già specificato, indica il numero di denti in presa contemporaneamente e per quanto tempo durante l'ingranamento.

$\epsilon\gamma = 1.7$ indica che per il 70% del tempo ci sono due denti in presa, per il 30% solo uno.

“SS”, Specific Sliding

Strisciamento tra i fianchi dei denti, che aumenta all'aumentare del movimento relativo tra i denti durante l'ingranamento.

Ha valore pari a zero se ci si trova nel punto di puro rotolamento.

Deve essere compreso in un intervallo di $SS = [\pm 1]$ in tutti gli altri punti.

“ ΔTE ”, Transmission Error

Come già specificato, è strettamente legato all'emissione sonora, di conseguenza deve essere tenuto il più basso possibile.

“ SF_{flank} ”, Fattore di Sicurezza per il Fianco

Indica il fattore di sicurezza per il fianco del dente durante l'ingranamento.

Deve essere maggiore di 1.2 per assicurare che il fianco non presenti danni dopo tot. ore di funzionamento, che nel nostro caso ammontano a $h = 3000$ ore.

4.3.2 Processi di Progettazione

I procedimenti seguiti per la progettazione del profilo del dente sono:

- Progettazione con Profilo Modificato
- Progettazione con Profilo A standard

Per entrambe le soluzioni si analizzano i risultati seguendo l'ottimizzazione di Specific Sliding e Contact Ratio.

In aggiunta alle quattro configurazioni citate, se ne aggiunge una che valorizza solo ed esclusivamente la minimizzazione del ΔTE regolando ad hoc i parametri di PSC, Addendum, Dedendum e Root Radius.

Successivamente si confrontano le configurazioni sotto il punto di vista dell'emissione sonora, dello Specific Sliding, del Total Contact Ratio e dell'Efficienza e si traggono le conclusioni a riguardo.

4.4 Impostazione della Simulazione

Per svolgere i seguenti test, si è impostato un certo algoritmo di simulazione da rispettare, così che tutte le simulazioni fossero svolte con lo stesso procedimento, variando i parametri coinvolti, e quindi le soluzioni finali fossero coerenti.

4.4.1 Suddivisione della cascata

Il primo step da effettuare è quello di suddividere gli accoppiamenti tra le ruote in coppie di due ruote per volta.

Questo permette di ottimizzare l'ingranamento di ognuna delle coppie, partendo dalla ruota doppia fino ad arrivare alle ruote alle valvole. L'ingranamento all'albero motore gode di un'ottimizzazione indipendente dal resto della cascata.

Così suddiviso, il procedimento porta necessariamente ad ottimizzare in maniera più efficiente la prima coppia di ruote piuttosto che l'ultima.

In ogni caso si parte dal design configurato come in Figura 33, per arrivare a delle piccole modifiche sul numero di denti, interasse e profilo macro-geometrico.

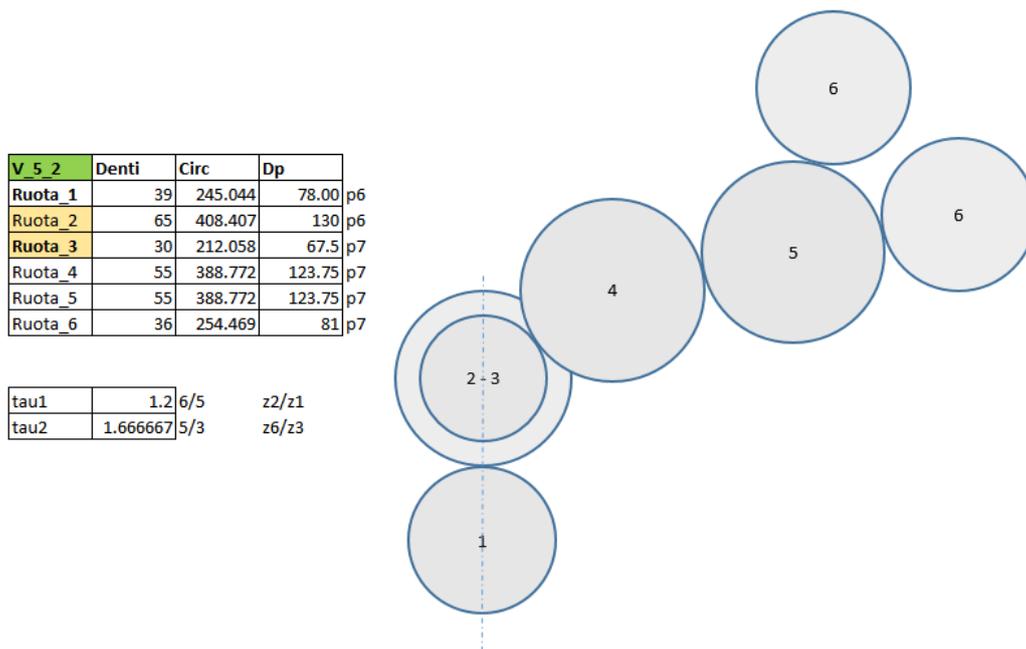


Figura 33, Design per la Simulazione

4.4.2 Impostazione del procedimento di Simulazione

KissSoft

Si utilizza KissSoft per studiare l'ingranamento tra le varie coppie di ruote, modificando i valori di Interasse, Profile Shift Coefficient, Addendum e Dedendum, raggio di base del dente e numero di denti in modo tale da ottenere una configurazione che sia ottimale considerando le condizioni poste.

La velocità e coppia scelte per la simulazione in KissSoft sono corrispondenti al valore massimo ottenuto dallo studio delle coppie puntuali al numero di giri corrispondente.

Questo prevede che dai dati analizzati in Tabella 6 e Tabella 7, che indicano i valori della coppia puntuale rispettivamente all'aspirazione ed allo scarico, si estraggono i valori massimi.

Successivamente questi valori, che corrisponderanno ad un diverso numero di giri per aspirazione e scarico, vengono sommati con la corrispettiva coppia allo stesso numero di giri rispettivamente allo scarico ed all'aspirazione.

Dalla sommatoria delle due coppie se ne ottiene una maggiore dell'altra, la quale viene quindi indicata come coppia massima. In Tabella 11 Abbiamo indicata come coppia massima $T = -66.61 \text{ Nm}$, corrispondente al risultato della somma dei due contributi pari a $T_a = -20.97$ e $T_s = -45.64 \text{ Nm}$.

KissSoft Test

	Denti	Circ	Dp_mm	Dp_m	
Ruota_1	39	245.044	78	0.07800	p6
Ruota_2	65	408.407	130	0.13000	p6
Ruota_3	30	212.058	67.5	0.06750	p7
Ruota_4	55	388.772	123.75	0.12375	p7
Ruota_5	55	388.772	123.75	0.12375	p7
Ruota_6	36	254.469	81	0.08100	p7

passo	7 mm
modulo	2.25 mm

passo	6 mm
modulo	2 mm

CoppiaMax	
Ruota 6 -> 5	
F_54	-822.398 N
T_54	-101.772 Nm
Ruota 5 -> 4	
F_54	-822.398 N
T_54	-101.772 Nm
Ruota 4 -> 3	
F_43	-822.398 N
T_43	-55.5118 Nm
Ruota 3 -> 2	
T_32	-111.024 Nm
Ruota 2 -> 1	
F_21	-854.028 N
T_crankshaft	-66.6142 Nm

T_a	-20.97 Nm	Aspirazione
T_s	-45.64 Nm	Scarico
T	-66.6142 Nm	Totale

Tabella 11, Coppie massime

Una volta reimpostato il programma sulle impostazioni precedentemente viste in 4.2.1 Impostazioni di KissSoft, si regolano le variabili del profilo del dente modificando l'interasse, PSC, Addendum e Dedendum.

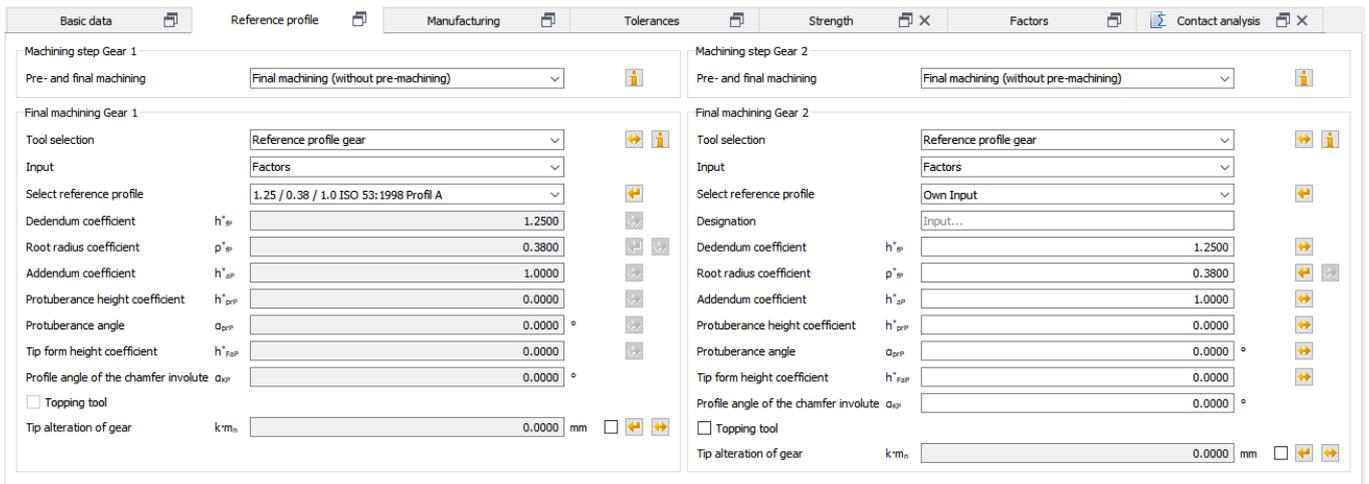


Figura 34, KissSoft - Reference Profile

Dalla pagina di Reference Profile si possono modificare manualmente le impostazioni del profilo del dente. L'esempio in Figura 34 mostra come sia possibile modificare l'una o l'altra ruota a piacimento. Troviamo infatti sulla sinistra il profilo standard indicato come Profile A, corrispondente alla prima ruota delle due sottoposte a simulazione, e sulla destra il profilo della seconda ruota, avente caratteristiche modificabili a piacimento indicato come Own Input.

In modo tale da velocizzare e rendere più complete le informazioni a nostra disposizione per il dimensionamento del profilo, KissSoft prevede l'utilizzo di un algoritmo integrato di simulazione che permette di impostare i parametri che si desidera modificare in un range min/max e impostare uno step, lasciando invariati invece gli altri.

Il tool è mostrato in Figura 35 definito come "progettazione di precisione macro-geometrica".

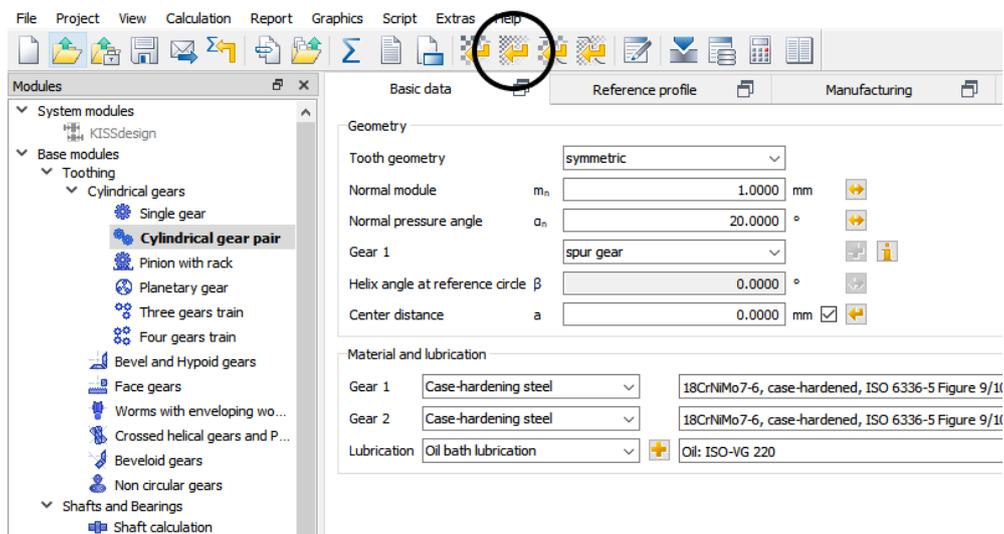


Figura 35, KissSoft - Tool di simulazione

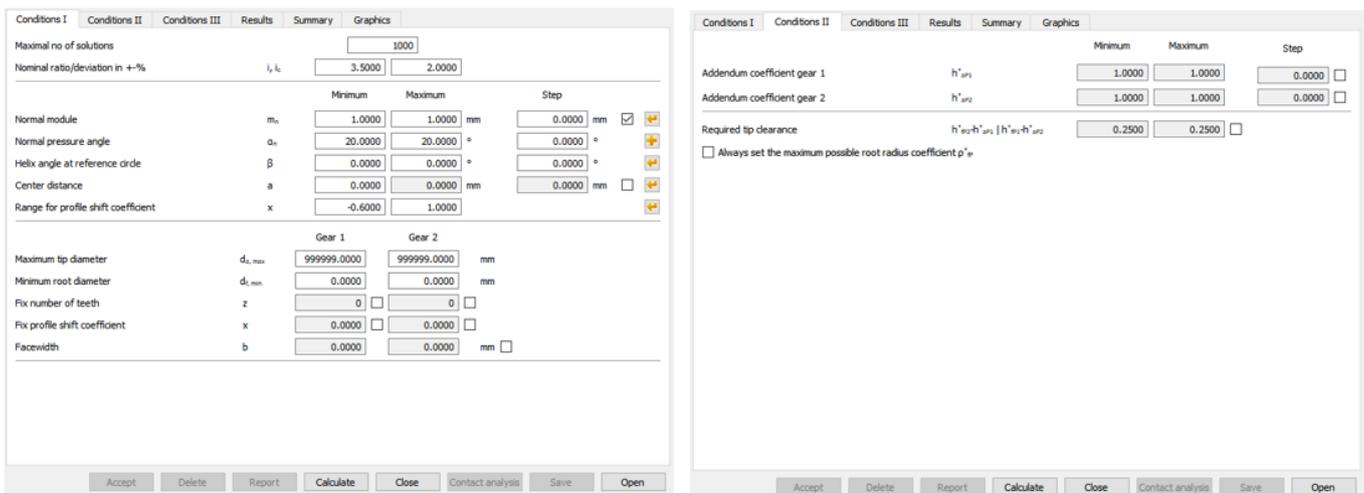


Figura 36, KissSoft - Impostazioni del tool

In Figura 36 viene mostrato l'interno del tool utilizzato.

A sinistra vi sono le “Conditions I”, dove si possono modificare assegnando con un certo step i valori di:

- α
- m
- β
- Interasse
- Profile Shift Coefficient

Per tutti questi parametri viene indicato lo step da sostenere.

Nel nostro caso, i test sono stati effettuati modificando l'interasse, e di conseguenza il PSC, in un range di 0.5 mm considerando uno step di 0.05 mm, ottenendo quindi 10 simulazioni.

A destra vi sono le “Conditions II” che permettono la modifica dei fattori di Addendum e Dedendum, anche qua in un range personalizzato con step indicato.

Nel nostro caso l'Addendum viene impostato in un range di [1.0; 1.3] mm per entrambe le ruote con step di 0.05 mm, specificando che il Dedendum della ruota 1 possa assumere valori che si discostino dall'Addendum della ruota 2, e viceversa, con un range di [0.25; 0.55] mm

Dall'impostazione di questi parametri otteniamo migliaia simulazioni, i cui risultati, registrati in un report, devono essere poi filtrati secondo le nostre priorità e modificati secondo le nostre esigenze. In particolare possiamo selezionare il risultato ottimale nel campo dello Specific Sliding e del Contact Ratio.

Excel

Una volta ricavati i dati dalle simulazioni di KissSoft, questi vengono filtrati all'interno di Excel in modo tale da selezionare la simulazione che rispetta le nostre esigenze.

Totale delle Simulazioni					Specific Sliding					Contact Ratio				
Sim	Slide	Int	No. Denti	cy	Sim	Slide	Int	No. Denti	cy	Sim	Slide	Int	No. Denti	cy
1	1.656	103.5	64	1.8584	166	0.898	104.5	64	1.6954	170	2.354	104.5	66	2.0002
2	1.399	103.5	64	1.8509	157	0.909	104.45	64	1.7029	4	2.381	103.5	65	1.9994
3	1.166	103.5	64	1.8402	148	0.921	104.4	64	1.7105	136	1.648	104.3	66	1.9993
4	2.381	103.5	65	1.9994	139	0.932	104.35	64	1.7175	162	1.941	104.45	66	1.9956
5	1.928	103.5	65	1.9889	130	0.944	104.3	64	1.7255	145	1.621	104.35	66	1.9935
6	1.561	103.5	65	1.9746	121	0.956	104.25	64	1.7328	10	2.329	103.55	65	1.9922
7	1.63	103.55	64	1.8517	112	0.969	104.2	64	1.7402	171	1.905	104.5	66	1.9893
8	1.379	103.55	64	1.8443	103	0.981	104.15	64	1.7479	5	1.928	103.5	65	1.9889
9	1.151	103.55	64	1.8337	94	0.994	104.1	64	1.7548	154	1.594	104.4	66	1.987
10	2.329	103.55	65	1.9922	85	1.006	104.05	64	1.7619	16	2.283	103.6	65	1.9861
11	1.891	103.55	65	1.9819	76	1.02	104	64	1.7692	11	1.891	103.55	65	1.9819
12	1.534	103.55	65	1.9677	68	1.033	103.95	64	1.7766	163	1.567	104.45	66	1.9807
13	1.603	103.6	64	1.8443	60	1.047	103.9	64	1.7842	22	2.236	103.65	65	1.9794
14	1.353	103.6	64	1.837	165	1.055	104.5	64	1.7938	17	1.858	103.6	65	1.976
15	1.135	103.6	64	1.8266	52	1.061	103.85	64	1.7911	6	1.561	103.5	65	1.9746
16	2.283	103.6	65	1.9861	156	1.069	104.45	64	1.7114	172	1.542	104.5	66	1.9746
17	1.858	103.6	65	1.976	44	1.075	103.8	64	1.7982	29	2.19	103.7	65	1.972
18	1.511	103.6	65	1.962	147	1.083	104.4	64	1.7191	23	1.825	103.65	65	1.9694
19	1.578	103.65	64	1.8372	36	1.09	103.75	64	1.8055	12	1.534	103.55	65	1.9677
20	1.333	103.65	64	1.83	138	1.097	104.35	64	1.7262	37	2.148	103.75	65	1.9657
21	1.119	103.65	64	1.8197	28	1.104	103.7	64	1.8121	30	1.791	103.7	65	1.9621
22	2.236	103.65	65	1.9794	129	1.112	104.3	64	1.7343	18	1.511	103.6	65	1.962
23	1.825	103.65	65	1.9694	21	1.119	103.65	64	1.8197	45	2.106	103.8	65	1.9587
24	1.487	103.65	65	1.9556	120	1.127	104.25	64	1.7417	38	1.761	103.75	65	1.9559
25	2.756	103.65	66	2.0969	15	1.135	103.6	64	1.8266	24	1.487	103.65	65	1.9556
26	1.553	103.7	64	1.8293	111	1.142	104.2	64	1.7493	53	2.066	103.85	65	1.9519
27	1.313	103.7	64	1.8223	9	1.151	103.55	64	1.8337	46	1.73	103.8	65	1.9491
28	1.104	103.7	64	1.8121	169	1.157	104.5	65	1.8414	31	1.463	103.7	65	1.9485
29	2.19	103.7	65	1.972	102	1.158	104.15	64	1.757	61	2.026	103.9	65	1.9445
30	1.791	103.7	65	1.9621	3	1.166	103.5	64	1.8402	39	1.44	103.75	65	1.9425
31	1.463	103.7	65	1.9485	160	1.173	104.45	65	1.8489	54	1.701	103.85	65	1.9425
32	2.685	103.7	66	2.0903	93	1.174	104.1	64	1.764	69	1.989	103.95	65	1.9381
33	2.065	103.7	66	2.0718	84	1.19	104.05	64	1.7713	47	1.418	103.8	65	1.9359
34	1.53	103.75	64	1.8225	151	1.19	104.4	65	1.8556	62	1.671	103.9	65	1.9352
35	1.295	103.75	64	1.8155	75	1.206	104	64	1.7787	77	1.953	104	65	1.9311
36	1.09	103.75	64	1.8055	142	1.207	104.35	65	1.8626	55	1.396	103.85	65	1.9294
37	2.148	103.75	65	1.9657	67	1.223	103.95	64	1.7862	70	1.644	103.95	65	1.9289
38	1.761	103.75	65	1.9559	133	1.223	104.3	65	1.8688	86	1.918	104.05	65	1.9243
39	1.44	103.75	65	1.9425	164	1.23	104.5	64	1.7093	63	1.374	103.9	65	1.9223
40	2.622	103.75	66	2.0849	59	1.241	103.9	64	1.7939	78	1.617	104	65	1.922
41	2.026	103.75	66	2.0667	124	1.241	104.25	65	1.8761	95	1.883	104.1	65	1.9168

Specific Sliding			
Interasse	Gear 1	Gear 2	166
PSC	104.5		mm
No. Denti	0.4191	0.3858	mm
Ded	39	64	-
Add	profilo A	profilo A	mm
ATE	5.1561		µm
cy_ut	1.6950		-
Slide	1.9895		-
	0.8980		-

Contact Ratio			
Interasse	Gear 1	Gear 2	170
PSC	104.5		mm
No. Denti	-0.1217	-0.1218	mm
Ded	39	66	-
Add	profilo A	profilo A	mm
ATE	2.3262		µm
cy_ut	2.0000		-
Slide	2.2316		-
	2.3538		-

Tabella 12, Esempio di filtraggio e selezione dei risultati

In Tabella 12 troviamo un esempio di filtraggio e selezione dei risultati su un profilo standard Profile A in cui, delle più di 200 simulazioni, solamente una per parametro viene accettata. Quella rappresenta la soluzione che più valorizza il parametro considerato.

Nel caso dello Specific Sliding, ciò che deve essere cercato è il valore di SS più basso possibile, che nel caso della tabella viene riportato dalla 166esima simulazione con $SS = 0.898$.

Nel caso di Contact Ratio, viene cercato quel valore di CR geometrico più vicino al 2 possibile, che nel caso della tabella è corrispondente alla 170esima simulazione con $CR = 2.0002$.

Dopo aver selezionato la simulazione, questa viene analizzata con una nuova Contact Analysis dedicata, così da ricavare i dati relativi a ΔTE e $\epsilon \gamma_{carico}$ o “Contact Ratio sotto Carico”, che indica il valore di CR una volta che il carico viene applicato.

L'analisi ulteriore su ogni simulazione porta ad una valutazione finale sul profilo scelto, che influenzerà la scelta per ottenere un profilo ottimizzato per il ΔTE .

KissSys

Si utilizza KissSys invece per riprodurre per intero il sistema, assegnando una velocità all'albero motore ed assegnando una coppia all'albero delle valvole di aspirazione e di scarico.

In questo caso la velocità e la coppia assegnate corrispondono a:

- $\omega = 8000$ rpm Assegnata all'albero motore
- $T_a = -20.97$ Nm Coppia all'Aspirazione
- $T_s = -45.64$ Nm Coppia allo Scarico

L'assegnazione delle coppie allo scarico ed all'aspirazione corrispondono ai loro valori puntuali all'angolo di rotazione $\theta_{\text{motore}} = 536^\circ$ che corrisponde al punto di maggior stress per il sistema di distribuzione.

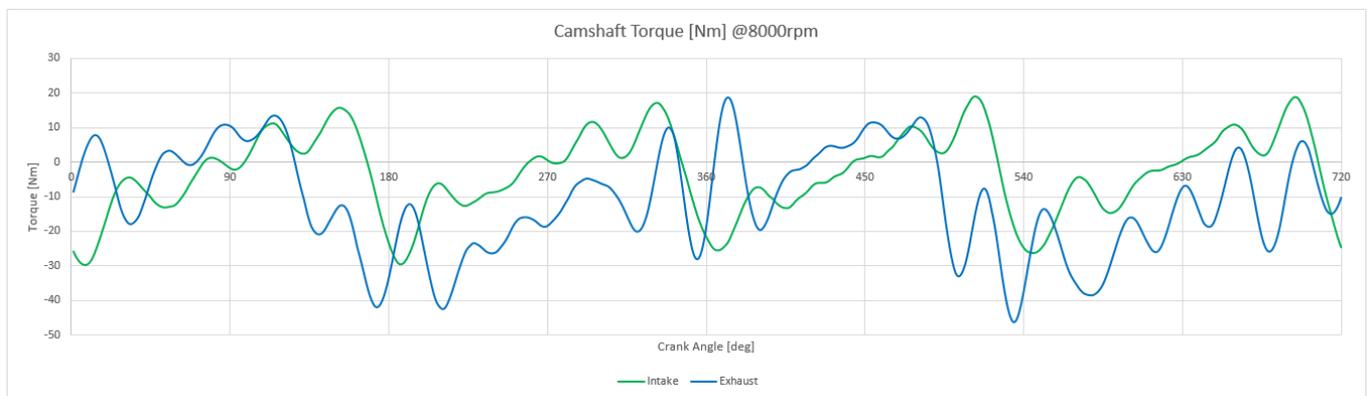


Figura 37, Andamento delle coppie istantanee

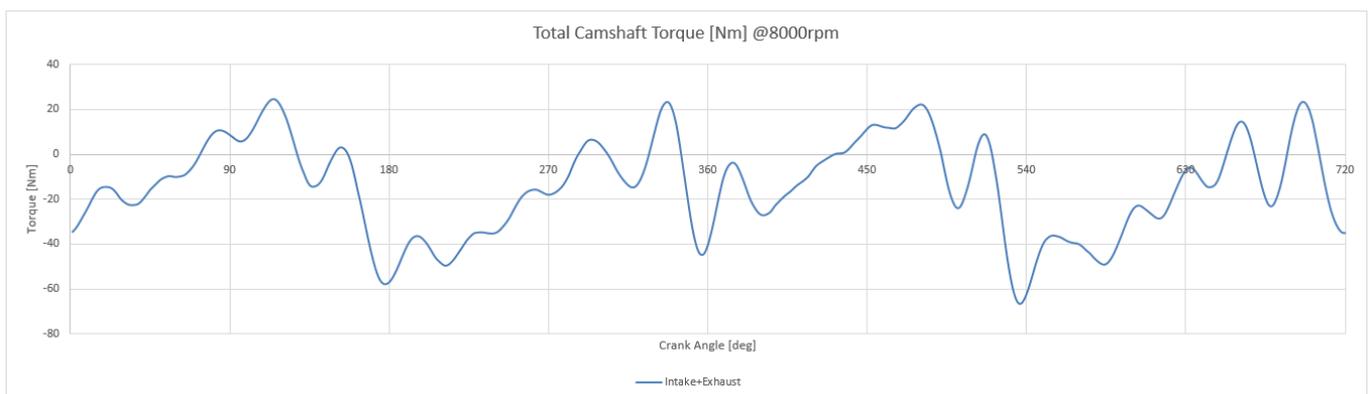


Figura 38, Andamento della coppia risultante

In Figura 37 le coppie corrispondono alle istantanee misurate sull'albero a camme delle valvole.

In Figura 38 viene indicata invece la coppia risultante sulla ruota folle ingranata con le ruote all'aspirazione ed allo scarico.

La distribuzione su 720° corrisponde ad un ciclo completo di aspirazione, compressione, espansione, scarico, ognuno compreso in un range di 180° .

Nei test su KissSoft quindi è stata usata la coppia risultante massima per la simulazione della cascata dall'albero motore all'ultima ruota folle, mentre per l'accoppiamento con le ruote alle valvole è stata usata la coppia massima tra aspirazione e scarico.

Nei test su KissSys invece è necessario inserire le coppie T_a e T_s alle ruote corrispondenti e la velocità all'albero motore per ottenere una simulazione correttamente impostata dell'efficienza.

4.5 Risultati

Dalle simulazioni effettuate si estrapolano i risultati per ogni procedimento svolto che ricordiamo essere:

- Profilo standard Profile A per Specific Sliding
- Profilo standard Profilo A per Contact Ratio
- Profilo modificato per Specific Sliding
- Profilo modificato per Contact Ratio

Dallo studio dei risultati dei test si progetta un profilo ottimizzato per ΔTE , che sarà la scelta finale del design.

4.5.1 Profile A, Specific Sliding

Si analizza accoppiamento per accoppiamento partendo dall'ingranamento tra la ruota motore e la ruota doppia, Ruote 1 - 2, per passare poi alle folli, Ruote 3 - 4, Ruote 4 - 5 ed infine alle ruote alle valvole, Ruote 5 - 6.

Ruote 1 - 2

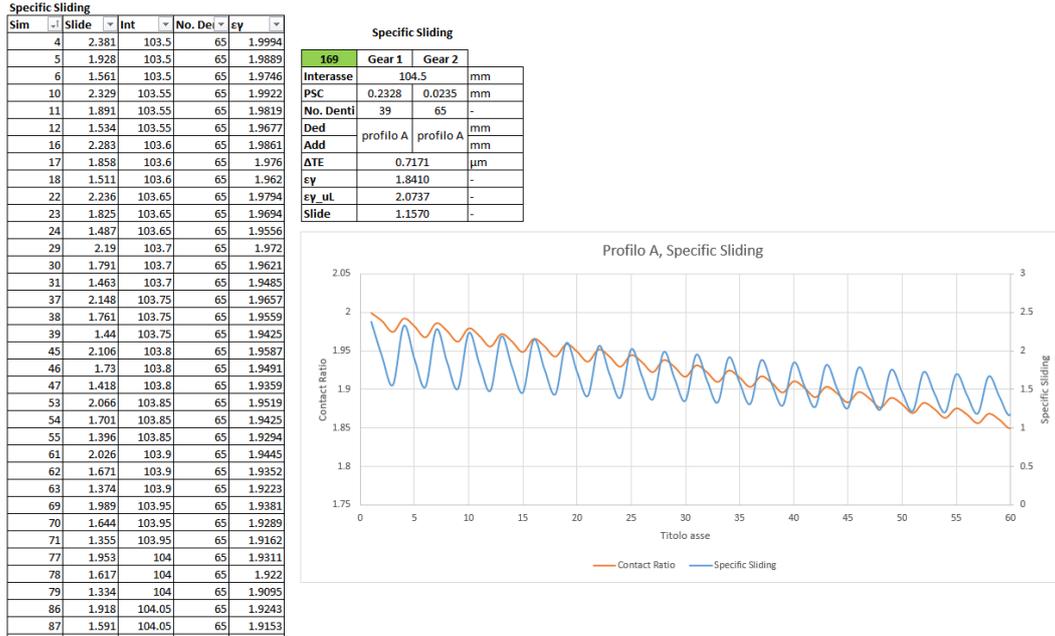


Tabella 13, Ruote 1 - 2, Profilo A - Specific Sliding

Come da Tabella 13 vengono filtrati i 170 casi di simulazione, eliminando preventivamente tutti i casi in cui il numero di denti della ruota 2 non sia 65, trovando quello con Specific Sliding più basso pari a $SS = 0.898$.

Questo viene quindi importato in KissSoft per la successiva Contact Analysis, la quale riporta i seguenti risultati:

Profilo A			
Specific Sliding			
	Gear 1	Gear 2	166
Interasse	104.5		mm
PSC	0.2328	0.0235	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	0.7171		μm
ey	1.8410		-
ey_ul	2.0737		-
Slide	1.1570		-

Tabella 14, Ruote 1 - 2, Profilo A - Dati di Progetto SL

Come indicato, il numero di denti durante le simulazioni può cambiare, ma nel caso dell'accoppiamento tra la ruota all'albero motore e quella doppia non può variare dalla configurazione iniziale. Questo perché il numero di denti delle due ruote influisce direttamente sul rapporto di trasmissione, che varierebbe dall'attuale valore di $\tau = 0.5$ se i denti della ruota 2 diventassero 64 o 66.

Caso 64 denti		Caso 65 denti		Caso 66 denti	
Ruota_1	39	Ruota_1	39	Ruota_1	39
Ruota_2	64	Ruota_2	65	Ruota_2	66
Ruota_3	30	Ruota_3	30	Ruota_3	30
Ruota_4	55	Ruota_4	55	Ruota_4	55
Ruota_5	55	Ruota_5	55	Ruota_5	55
Ruota_6	36	Ruota_6	36	Ruota_6	36
τ_{12}	1.64	τ_{12}	1.67	τ_{12}	1.69
τ_{3456}	1.2	τ_{3456}	1.2	τ_{3456}	1.2
τ_{tot}	1.97	τ_{tot}	2	τ_{tot}	2.03

Tabella 15, Variazione No. Denti nella Ruota 2

Questa variazione di conseguenza modificherebbe la velocità in uscita delle ruote alle valvole portando fuori fase le valvole stesse nei confronti del pistone ed impedendo al motore di funzionare.

v_{in}	8000 rpm	v_{out_64}	4875 rpm	1.54 %
		v_{out_65}	4800 rpm	
		v_{out_66}	4727.27 rpm	1.52 %

Tabella 16, Variazione di velocità

In Tabella 16 viene indicato come varia la velocità in output indicata come v_{out} nel caso in cui si passi da 64 a 65 a 66 denti, considerando la velocità corretta sulla dentatura da 65 denti e la velocità in input $v_{in} = 8000$ rpm. La variazione si attesta sul 1.5% circa.

Ruote 3 - 4

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	2.851	94	54	1.9684
2	2.782	94.05	54	1.9621
3	2.708	94.1	54	1.9545
4	2.643	94.15	54	1.9479
5	2.578	94.2	54	1.9407
6	2.518	94.25	54	1.9339
7	2.455	94.3	54	1.9264
8	2.402	94.35	54	1.92
9	2.346	94.4	54	1.9123
10	2.296	94.45	54	1.9056
11	2.992	94.5	54	1.9172
12	2.246	94.5	54	1.8983
13	2.915	94.55	54	1.9099
14	2.198	94.55	54	1.8913
15	2.839	94.6	54	1.9021
16	2.151	94.6	54	1.8838
17	2.771	94.65	54	1.8952
18	2.109	94.65	54	1.8771
19	2.7	94.7	54	1.8871
20	2.063	94.7	54	1.8693
21	2.635	94.75	54	1.8799
22	2.022	94.75	54	1.8623
23	2.573	94.8	54	1.8722
24	1.981	94.8	54	1.8548
25	2.514	94.85	54	1.8647
26	1.943	94.85	54	1.8476
27	2.459	94.9	54	1.8574
28	1.907	94.9	54	1.8405
29	2.403	94.95	54	1.8496
30	1.869	94.95	54	1.8329
31	2.35	95	54	1.842
32	1.834	95	54	1.8255
33	2.984	95	55	1.9851

Specific Sliding			
54 Denti	Gear 3	Gear 4	32
Interasse	95		mm
PSC	0.2867	-0.0575	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.4156		μm
ϵy	1.8260		-
ϵy_{uL}	2.0211		-
Slide	1.8340		-

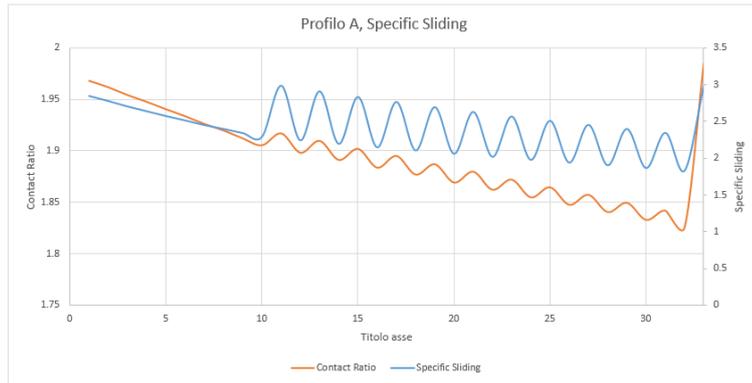


Tabella 17, Ruote 3 - 4, Profilo A - Specific Sliding

Dei 33 casi di simulazione si individua la 32esima. In questo caso, al contrario dell'accoppiamento tra la ruota 1 e la ruota 2, il numero di denti della ruota 4 può cambiare. Questa infatti è una delle ruote folli, le quali non contribuiscono alla definizione del rapporto di trasmissione della cascata.

I dati di progetto sono i seguenti:

Profilo A Specific Sliding			
	Gear 3	Gear 4	32
Interasse	95		mm
PSC	0.2867	-0.0575	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.4156		μm
ϵy	1.8260		-
ϵy_{uL}	2.0211		-
Slide	1.8340		-

Tabella 18, Ruote 3 - 4, Profilo A - Dati di Progetto SL

Ruote 4 - 5

Sim	Slide	int	Denti	CR
1	1.539	121	53	1.9216
2	1.779	121	54	2.091
3	1.54	121.05	53	1.9136
4	1.72	121.05	54	2.0847
5	1.54	121.1	53	1.9049
6	1.663	121.1	54	2.0777
7	1.541	121.15	53	1.8971
8	1.609	121.15	54	2.0709
9	1.542	121.2	53	1.8887
10	1.557	121.2	54	2.0634
11	3.511	121.2	55	2.2069
12	1.542	121.25	53	1.8804
13	1.519	121.25	54	2.0569
14	3.352	121.25	55	2.2007
15	1.542	121.3	53	1.8714
16	1.52	121.3	54	2.0497
17	3.207	121.3	55	2.1955
18	1.544	121.35	53	1.8634
19	1.521	121.35	54	2.0427
20	3.07	121.35	55	2.1897
21	1.544	121.4	53	1.8546
22	1.521	121.4	54	2.035
23	2.941	121.4	55	2.1833
24	1.545	121.45	53	1.846
25	1.522	121.45	54	2.0283
26	2.823	121.45	55	2.1778
27	1.546	121.5	53	1.8375
28	1.522	121.5	54	2.0209
29	2.711	121.5	55	2.1718
30	1.546	121.55	53	1.8284
31	1.523	121.55	54	2.0137
32	2.606	121.55	55	2.1659
33	1.547	121.6	53	1.8201
34	1.524	121.6	54	2.0066
35	2.507	121.6	55	2.1602
36	1.548	121.65	53	1.8112

Specific Sliding			
	Gear 4	Gear 5	13
Interasse	121.25		mm
PSC	-0.0575	-0.0522	mm
No. Denti	54	54	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.303		μm
ϵy	2.0569		-
ϵy_{ul}	2.2947		-
Slide	1.5190		-

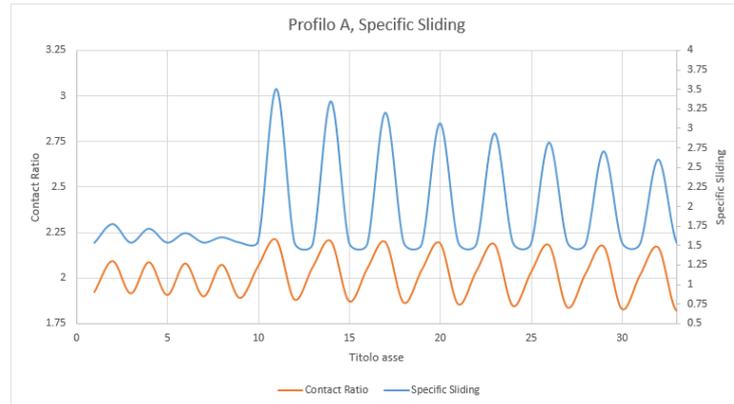


Tabella 19, Ruote 4 - 5, Profilo A - Specific Sliding

Come per il caso dell'ingranamento tra la ruota 3 e la ruota 4, si ha una modifica del numero di denti della ruota 5. Il test iniziale infatti, partendo dalla configurazione di design, era impostato con la ruota 4 a 54 denti e la ruota 5 a 55 denti.

I dati di progetto quindi sono i seguenti:

Profilo A Specific Sliding			
	Gear 4	Gear 5	13
Interasse	121.25		mm
PSC	-0.0575	-0.0522	mm
No. Denti	54	54	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.303		μm
ϵy	2.0569		-
ϵy_{ul}	2.2947		-
Slide	1.5190		-

Tabella 20, Ruote 4 - 5, Profilo A - Dati di Progetto SL

Ruote 5 - 6

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	1.746	100.75	53	1.8388
2	1.746	100.8	53	1.8288
3	1.747	100.85	53	1.819
4	1.748	100.9	53	1.8092
5	1.749	100.95	53	1.7989
6	1.75	101	53	1.7888
7	1.751	101.05	53	1.7787
8	1.752	101.1	53	1.7688
9	2.851	101.1	54	1.9866
10	1.753	101.15	53	1.7583
11	2.683	101.15	54	1.9771
12	1.753	101.2	53	1.7479
13	2.533	101.2	54	1.9684
14	1.755	101.25	53	1.7377
15	2.393	101.25	54	1.9593
16	1.756	101.3	53	1.7276
17	2.264	101.3	54	1.9502
18	1.757	101.35	53	1.7169
19	2.143	101.35	54	1.9406
20	1.758	101.4	53	1.7063
21	2.033	101.4	54	1.932
22	1.759	101.45	53	1.6958
23	1.93	101.45	54	1.9227
24	1.759	101.5	53	1.6848
25	1.832	101.5	54	1.9128
26	1.761	101.55	53	1.6746
27	1.743	101.55	54	1.9039
28	1.762	101.6	53	1.6637
29	1.71	101.6	54	1.8943
30	1.762	101.65	53	1.6523
31	1.711	101.65	54	1.885
32	1.763	101.7	53	1.6417
33	1.712	101.7	54	1.875
34	1.764	101.75	53	1.6305
35	1.713	101.75	54	1.8652

Specific Sliding			
	Gear 5	Gear 6	29
Interasse	101.6		mm
PSC	-0.0522	0.211	mm
No. Denti	54	36	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	0.4503		μm
ϵy	1.8943		-
ϵy_{uL}	2.0526		-
Slide	1.7100		-

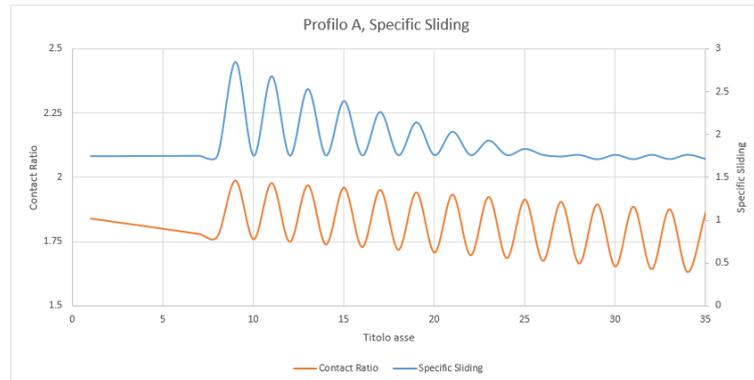


Tabella 21, Ruote 5 - 6, Profilo A - Specific Sliding

Così come per gli altri accoppiamenti, si isola lo Specific Sliding più contenuto, ottenendo i seguenti dati di progetto:

Profilo A Specific Sliding			
	Gear 5	Gear 6	29
Interasse	101.6		mm
PSC	-0.0522	0.211	mm
No. Denti	54	36	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	0.4503		μm
ϵy	1.8943		-
ϵy_{uL}	2.0526		-
Slide	1.7100		-

Tabella 22, Ruote 5 - 6, Profilo A - Dati di Progetto SL

4.5.2 Profile A, Contact Ratio

Lo stesso procedimento di studio per lo Specific Sliding viene usato anche per il Contact Ratio, valorizzando quest'ultimo.

Ruote 1 - 2

Sim	Slide	Int	No. Denti	ey
4	2.381	103.5	65	1.9994
5	1.928	103.5	65	1.9889
6	1.561	103.5	65	1.9746
10	2.329	103.55	65	1.9922
11	1.891	103.55	65	1.9819
12	1.534	103.55	65	1.9677
16	2.283	103.6	65	1.9861
17	1.858	103.6	65	1.976
18	1.511	103.6	65	1.962
22	2.236	103.65	65	1.9794
23	1.825	103.65	65	1.9694
24	1.487	103.65	65	1.9556
29	2.19	103.7	65	1.972
30	1.791	103.7	65	1.9621
31	1.463	103.7	65	1.9485
37	2.148	103.75	65	1.9657
38	1.761	103.75	65	1.9559
39	1.44	103.75	65	1.9425
45	2.106	103.8	65	1.9587
46	1.73	103.8	65	1.9491
47	1.418	103.8	65	1.9359
53	2.066	103.85	65	1.9519
54	1.701	103.85	65	1.9425
55	1.396	103.85	65	1.9294
61	2.026	103.9	65	1.9445
62	1.671	103.9	65	1.9352
63	1.374	103.9	65	1.9223
69	1.989	103.95	65	1.9381
70	1.644	103.95	65	1.9289
71	1.355	103.95	65	1.9162
77	1.953	104	65	1.9311
78	1.617	104	65	1.922
79	1.334	104	65	1.9095
86	1.918	104.05	65	1.9243
87	1.591	104.05	65	1.9153
88	1.315	104.05	65	1.903

	Gear 1	Gear 2	4
Interasse	103.5		mm
PSC	-0.2160	-0.1174	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.3242		μm
ϵy	1.9994		-
ϵy_{uL}	2.2316		-
Slide	2.3805		-

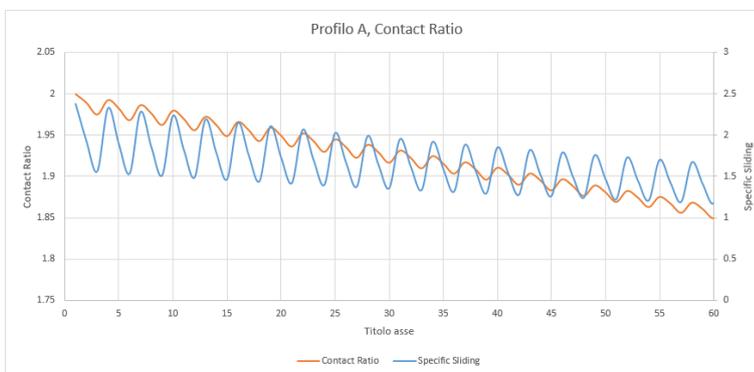


Tabella 23, Ruote 1 - 2, Profilo A - Contact Ratio

Anche in questo caso, il numero di denti è stato filtrato in modo tale che si avesse in tabella solo un numero di denti pari a 65.

I dati di progetto sono i seguenti:

Profilo A			
Contact Ratio			
	Gear 1	Gear 2	170
Interasse	103.5		mm
PSC	-0.2160	-0.1174	mm
No. Denti	39	65	-
Ded			mm
Add	profilo A	profilo A	mm
ΔTE	2.3242		μm
ϵy	1.9994		-
ϵy_{uL}	2.2316		-
Slide	2.3805		-

Tabella 24, Ruote 1 - 2, Profilo A - Dati di Progetto CR

Ruote 3 - 4

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	2.851	94	54	1.9684
2	2.782	94.05	54	1.9621
3	2.708	94.1	54	1.9545
4	2.643	94.15	54	1.9479
5	2.578	94.2	54	1.9407
6	2.518	94.25	54	1.9339
7	2.455	94.3	54	1.9264
8	2.402	94.35	54	1.92
9	2.346	94.4	54	1.9123
10	2.296	94.45	54	1.9056
11	2.992	94.5	54	1.9172
12	2.246	94.5	54	1.8983
13	2.915	94.55	54	1.9099
14	2.198	94.55	54	1.8913
15	2.839	94.6	54	1.9021
16	2.151	94.6	54	1.8838
17	2.771	94.65	54	1.8952
18	2.109	94.65	54	1.8771
19	2.7	94.7	54	1.8871
20	2.063	94.7	54	1.8693
21	2.635	94.75	54	1.8799
22	2.022	94.75	54	1.8623
23	2.573	94.8	54	1.8722
24	1.981	94.8	54	1.8548
25	2.514	94.85	54	1.8647
26	1.943	94.85	54	1.8476
27	2.459	94.9	54	1.8574
28	1.907	94.9	54	1.8405
29	2.403	94.95	54	1.8496
30	1.869	94.95	54	1.8329
31	2.35	95	54	1.842
32	1.834	95	54	1.8255
33	2.984	95	55	1.9851

Contact Ratio			
55 Denti	Gear 3	Gear 4	33
Interasse	95		mm
PSC	0.1729	-0.4393	mm
No. Denti	30	55	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.6458		μm
ϵy	1.9850		-
ϵy_{uL}	2.1474		-
Slide	2.9842		-

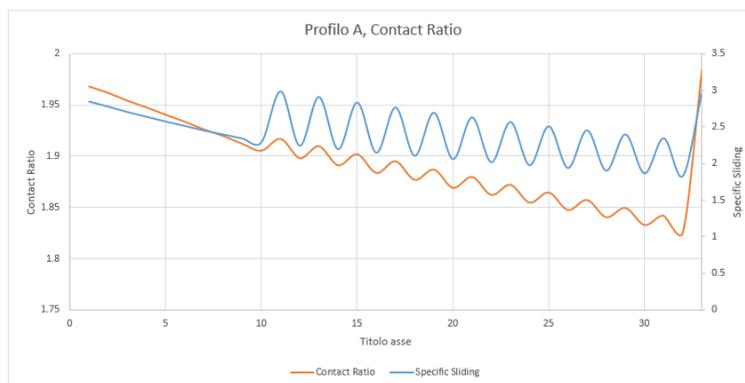


Tabella 25, Ruote 3 - 4, Profilo A - Contact Ratio

In questo caso, al contrario dell'accoppiamento Ruote 3 - 4 con lo Specific Sliding, si ottiene un numero di denti superiore per la prima ruota folle.

I dati di progetto sono i seguenti:

Profilo A Contact Ratio			
	Gear 3	Gear 4	33
Interasse	95		mm
PSC	0.1729	-0.4393	mm
No. Denti	30	55	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	2.6458		μm
ϵy	1.9850		-
ϵy_{uL}	2.1474		-
Slide	2.9842		-

Tabella 26, Ruote 3 - 4, Profilo A - Dati di Progetto CR

Ruote 4 - 5

Sim	Slide	int	Denti	CR
1	2.374	123.25	54	1.8723
2	2.603	123.25	55	2.0721
3	3.075	123.25	56	2.2484
4	2.366	123.3	54	1.863
5	2.59	123.3	55	2.0644
6	3.042	123.3	56	2.2404
7	2.359	123.35	54	1.8539
8	2.576	123.35	55	2.0561
9	3.014	123.35	56	2.2335
10	2.352	123.4	54	1.8441
11	2.563	123.4	55	2.0479
12	2.985	123.4	56	2.226
13	2.344	123.45	54	1.8345
14	2.551	123.45	55	2.0399
15	2.958	123.45	56	2.2188
16	2.337	123.5	54	1.825
17	2.538	123.5	55	2.0312
18	2.931	123.5	56	2.2109
19	2.331	123.55	54	1.8156
20	2.526	123.55	55	2.0227
21	2.905	123.55	56	2.2033
22	2.325	123.6	54	1.8063
23	2.514	123.6	55	2.0144
24	2.881	123.6	56	2.1958
25	2.318	123.65	54	1.7963
26	2.503	123.65	55	2.0062
27	2.858	123.65	56	2.1886
28	2.312	123.7	54	1.7865
29	2.492	123.7	55	1.9974
30	2.835	123.7	56	2.1808
31	2.305	123.75	54	1.7768
32	2.481	123.75	55	1.9887
33	2.813	123.75	56	2.1732
34	2.3	123.8	54	1.7672
35	2.47	123.8	55	1.9802
36	2.792	123.8	56	2.1658

Contact Ratio			
	Gear 4	Gear 5	26
Interasse	123.65		mm
PSC	-0.4393	0.3951	mm
No. Denti	55	55	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add	profilo A	profilo A	mm
ΔTE	2.3967		μm
ϵy	2.0060		-
ϵy_{uL}	2.2526		-
Slide	2.5033		-

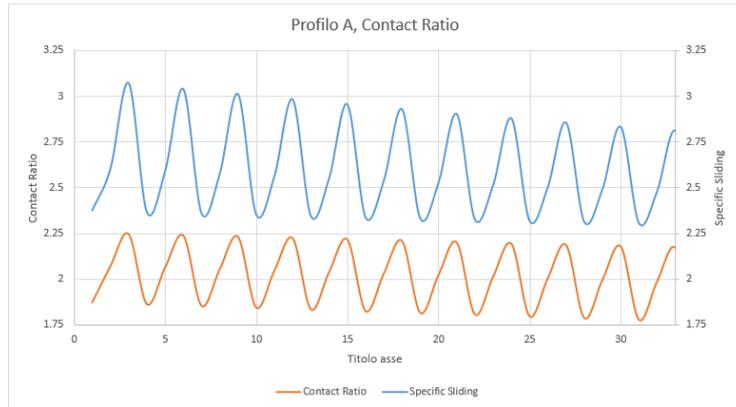


Tabella 27, Ruote 4 - 5, Profilo A - Contact Ratio

Il dimensionamento in questo caso porta ad un numero di denti delle ruote folli di 55 denti per entrambe.

I dati di progetto sono i seguenti:

Profilo A Contact Ratio			
	Gear 4	Gear 5	26
Interasse	123.65		mm
PSC	-0.4393	0.3951	mm
No. Denti	55	55	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add	profilo A	profilo A	mm
ΔTE	2.3967		μm
ϵy	2.0060		-
ϵy_{uL}	2.2526		-
Slide	2.5033		-

Tabella 28, Ruote 4 - 5, Profilo A - Dati di Progetto
CR

Ruote 5 - 6

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	2.987	103.025	55	1.8734
2	2.827	103.075	55	1.8654
3	2.68	103.125	55	1.8575
4	2.541	103.175	55	1.8489
5	2.416	103.225	55	1.8412
6	2.297	103.275	55	1.8329
7	2.187	103.325	55	1.8247
8	2.083	103.375	55	1.8158
9	1.987	103.425	55	1.8078
10	1.895	103.475	55	1.7992
11	1.808	103.525	55	1.79
12	1.728	103.575	55	1.7815
13	1.651	103.625	55	1.7725
14	1.578	103.675	55	1.7636
15	1.509	103.725	55	1.7548
16	1.445	103.775	55	1.746
17	1.382	103.825	55	1.7367
18	1.323	103.875	55	1.7275

Contact Ratio			
	Gear 5	Gear 6	1
Interasse	103.025		mm
PSC	0.3951	-0.0954	mm
No. Denti	55	36	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	0.8903		μm
ϵy	1.8734		-
ϵy_{uL}	2.0316		-
Slide	2.9873		-

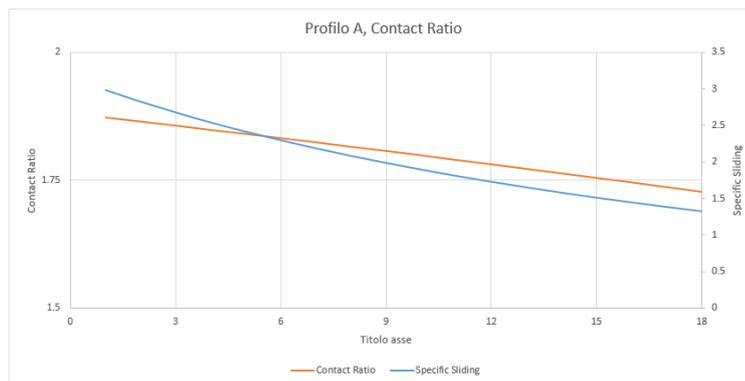


Tabella 29, Ruote 5 - 6, Profilo A - Contact Ratio

L'andamento del SS e del CR in questo caso risulta essere quasi lineare con l'aumentare dell'interasse, conservando sempre il numero di denti di 55 per la ruota folle e 36 per la ruota alle valvole.

I dati di progetto sono i seguenti:

Profilo A			
Contact Ratio			
	Gear 5	Gear 6	1
Interasse	103.025		mm
PSC	0.3951	-0.0954	mm
No. Denti	55	36	-
Ded	profilo A	profilo A	mm
Add			mm
ΔTE	0.8903		μm
ϵy	1.8734		-
ϵy_{uL}	2.0316		-
Slide	2.9873		-

Tabella 30, Ruote 5 - 6, Profilo A - Dati di Progetto
CR

4.5.3 Profilo Modificato, Specific Sliding

Dopo il test sul Profilo A, si passa alla modifica del profilo così da confrontare i due processi di progettazione.

Ruote 1 - 2

No. Sim	Slide	Int	ey
148	1.5230	104.25	1.8890
149	1.2670	104.25	1.8776
150	1.3630	104.25	1.8629
151	1.9550	104.25	1.9397
152	1.6340	104.25	1.9321
153	1.3620	104.25	1.9211
154	2.0200	104.25	1.9809
155	1.6890	104.25	1.9730
156	1.4090	104.25	1.9618
157	2.0870	104.25	2.0218
158	1.7450	104.25	2.0136
159	1.4560	104.25	2.0022
160	2.1560	104.25	2.0625
161	1.8020	104.25	2.0540
162	1.5050	104.25	2.0424
163	2.2260	104.25	2.1030
164	1.8610	104.25	2.0942
165	1.5550	104.25	2.0824
166	2.2980	104.25	2.1432
167	1.9210	104.25	2.1342
168	1.6050	104.25	2.1221
169	1.2980	104.25	1.9155
170	1.4400	104.25	1.8999
171	1.5890	104.25	1.8810
172	2.0200	104.25	1.9809
173	1.6890	104.25	1.9730
174	1.4090	104.25	1.9618
175	2.0870	104.25	2.0218
176	1.7450	104.25	2.0136
177	1.4570	104.25	2.0022
178	2.1550	104.25	2.0625
179	1.8020	104.25	2.0540
180	1.5050	104.25	2.0424

65 Denti	Gear 1	Gear 2	5054
Interasse	104.85		mm
PSC	0.2756	0.1674	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	1.200	1.150	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	1.3146		μm
εy	1.7950		-
εy_ul	2.0737		-
Slide	1.0900		-

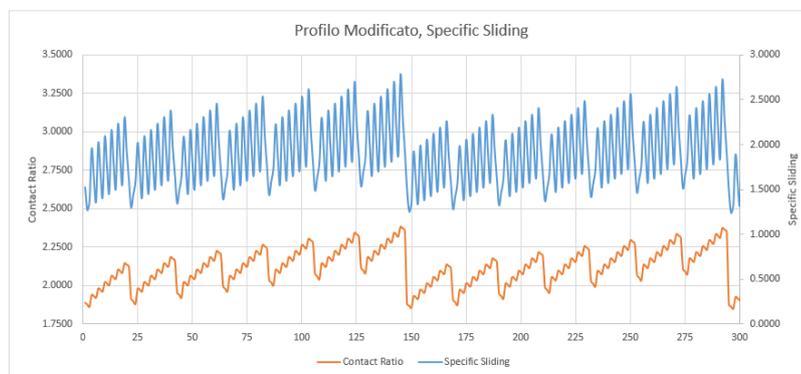


Tabella 31, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Specific Sliding

In Tabella 31 vengono rappresentate nel grafico solamente le prime 300 simulazioni in quanto l'andamento dei SL e CR risulta essere periodico, ripetendo il pattern nel grafico fino all'ultima simulazione. In questo caso, delle 5340 simulazioni se ne seleziona una, la 5054esima, la quale presenta i dati di progetto seguenti:

Profilo Modificato Specific Sliding			
	Gear 1	Gear 2	
Interasse	104.85		mm
PSC	0.2756	0.1674	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	1.200	1.150	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	1.3146		μm
εy	1.7950		-
εy_ul	2.0737		-
Slide	1.0900		-

Tabella 32, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Dati di Progetti SL

Ruote 3 - 4

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	1.891	95.125	54	1.8129
2	2.516	95.125	54	1.8666
3	1.975	95.125	54	1.8517
4	2.618	95.125	54	1.905
5	2.053	95.125	54	1.8898
6	2.722	95.125	54	1.9432
7	2.132	95.125	54	1.9277
8	2.828	95.125	54	1.981
9	2.213	95.125	54	1.9653
10	2.942	95.125	54	2.0187
11	2.298	95.125	54	2.0027
12	2.384	95.125	54	2.0398
13	1.866	95.125	54	1.8416
14	2.077	95.125	54	1.8212
15	2.304	95.125	54	1.7972
16	2.617	95.125	54	1.905
17	2.052	95.125	54	1.8898
18	2.722	95.125	54	1.9431
19	2.132	95.125	54	1.9277
20	2.83	95.125	54	1.981
21	2.214	95.125	54	1.9653
22	2.94	95.125	54	2.0186
23	2.297	95.125	54	2.0027
24	2.384	95.125	54	2.0398
25	2.474	95.125	54	2.0767
26	1.939	95.125	54	1.8794
27	2.155	95.125	54	1.8588
28	2.388	95.125	54	1.8347
29	2.722	95.125	54	1.9432
30	2.132	95.125	54	1.9277
31	2.828	95.125	54	1.981
32	2.213	95.125	54	1.9653
33	2.942	95.125	54	2.0187
34	2.298	95.125	54	2.0027
35	2.384	95.125	54	2.0398

Specific Sliding			
	Gear 3	Gear 4	1392
Interasse	96.125		mm
PSC	0.4509	0.3412	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	1.350	1.150	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	5.6045		μm
ϵy	1.6540		-
ϵy_{ul}	1.7212		-
Slide	1.2580		-



Tabella 33, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Specific Sliding

Come nel caso delle Ruote 1 - 2, si rappresentano solamente le prime 300 simulazioni, in quanto si ha un andamento periodico sia di SL che CR.

I dati di progetto sono i seguenti:

Profilo Modificato			
Specific Sliding			
	Gear 3	Gear 4	1392
Interasse	96.125		mm
PSC	0.4509	0.3412	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	1.350	1.150	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	5.6045		μm
ϵy	1.6540		-
ϵy_{ul}	1.7212		-
Slide	1.2580		-

Tabella 34, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Dati di Progetto SL

Ruote 4 - 5

Sim	Slide	int	Denti	CR
1	1.885	121	53	2.0455
2	1.885	121	53	2.0899
3	1.885	121	53	2.1338
4	1.885	121	53	2.1772
5	1.885	121	53	2.2201
6	1.885	121	53	2.2626
7	1.885	121	53	2.3047
8	1.772	121.1	53	2.0322
9	1.772	121.1	53	2.0761
10	1.772	121.1	53	2.1196
11	1.772	121.1	53	2.1626
12	1.772	121.1	53	2.2051
13	1.772	121.1	53	2.2473
14	1.772	121.1	53	2.289
15	1.669	121.2	53	2.0193
16	1.669	121.2	53	2.0628
17	1.669	121.2	53	2.1058
18	1.669	121.2	53	2.1484
19	1.669	121.2	53	2.1906
20	1.669	121.2	53	2.2324
21	1.669	121.2	53	2.2737
22	1.572	121.3	53	2.0052
23	1.572	121.3	53	2.0483
24	1.572	121.3	53	2.091
25	1.572	121.3	53	2.1332
26	1.572	121.3	53	2.175
27	1.572	121.3	53	2.2165
28	1.572	121.3	53	2.2575
29	3.185	121.3	54	2.4253
30	1.483	121.4	53	1.9916
31	1.483	121.4	53	2.0343
32	1.483	121.4	53	2.0766
33	1.483	121.4	53	2.1185
34	1.483	121.4	53	2.1599
35	1.483	121.4	53	2.201

Specific Sliding			
	Gear 4	Gear 5	98
Interasse	122		mm
PSC	0.3412	0.4367	mm
No. Denti	54	53	-
Ded	1.150	1.250	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	2.0474		μm
ϵy	1.7800		-
ϵy_{uL}	2.0421		-
Slide	0.9743		-

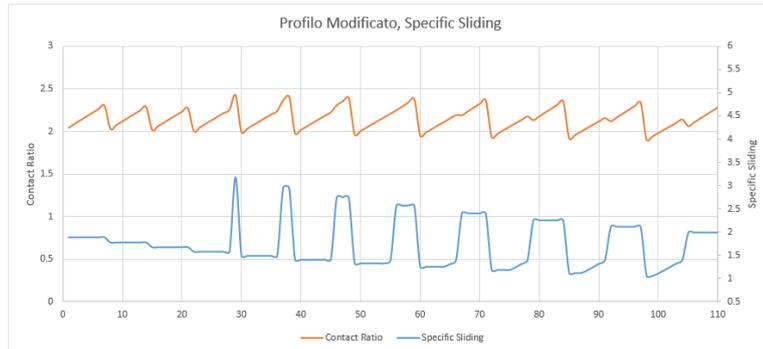


Tabella 35, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Specific Sliding

In questo caso, diversamente dalle progettazioni per Specific Sliding, le simulazioni danno come risultato un accoppiamento con dentatura con numero di denti diverso tra loro ossia per la ruota 4 e ruota 5 rispettivamente 54 e 53 denti. I dati di progetto sono:

Profilo Modificato			
Specific Sliding			
	Gear 4	Gear 5	98
Interasse	122		mm
PSC	0.3412	0.4367	mm
No. Denti	54	53	-
Ded	1.150	1.250	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	2.0474		μm
ϵy	1.7800		-
ϵy_{uL}	2.0421		-
Slide	0.9743		-

Tabella 36, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Dati di Progetto SL

Ruote 5 - 6

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	2.752	100.925	53	1.8418
2	2.752	100.925	53	1.8825
3	2.752	100.925	53	1.9227
4	2.752	100.925	53	1.9624
5	2.752	100.925	53	2.0016
6	2.752	100.925	53	2.0403
7	2.752	100.925	53	2.0786
8	2.483	101.025	53	1.8257
9	2.483	101.025	53	1.8659
10	2.483	101.025	53	1.9056
11	2.483	101.025	53	1.9449
12	2.483	101.025	53	1.9837
13	2.483	101.025	53	2.022
14	2.483	101.025	53	2.0599
15	2.25	101.125	53	1.8092
16	2.25	101.125	53	1.849
17	2.25	101.125	53	1.8883
18	2.25	101.125	53	1.9271
19	2.25	101.125	53	1.9655
20	2.25	101.125	53	2.0035
21	2.25	101.125	53	2.041
22	2.045	101.225	53	1.7925
23	2.045	101.225	53	1.8319
24	2.045	101.225	53	1.8707
25	2.045	101.225	53	1.9092
26	2.045	101.225	53	1.9472
27	2.045	101.225	53	1.9848
28	2.045	101.225	53	2.022
29	1.864	101.325	53	1.7755
30	1.864	101.325	53	1.8144
31	1.864	101.325	53	1.8529
32	1.864	101.325	53	1.891
33	1.864	101.325	53	1.9286
34	1.864	101.325	53	1.9658
35	1.864	101.325	53	2.0027

	Gear 5	Gear 6	50
Interasse	101.625		mm
PSC	0.4376	0.2866	mm
No. Denti	53	36	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	3.973		μm
ϵy	1.7230		-
ϵy_{uL}	1.9263		-
Slide	1.4290		-

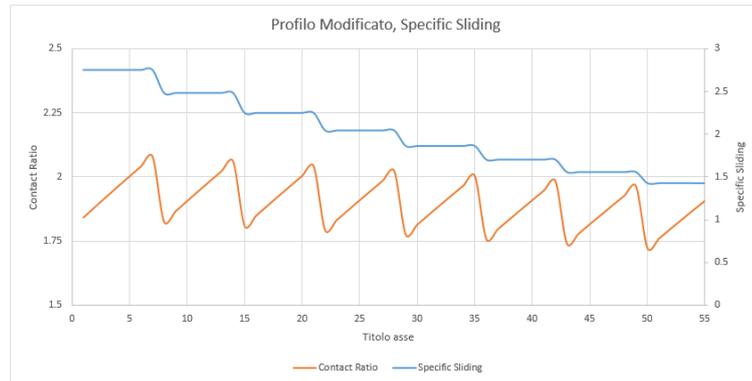


Tabella 37, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Specific Sliding

Come si vede dalla tabella, la progettazione per Specific Sliding dà come risultato un profilo standard come miglior soluzione.

I dati sono quindi:

Profilo Modificato Specific Sliding			
	Gear 5	Gear 6	50
Interasse	101.625		mm
PSC	0.4376	0.2866	mm
No. Denti	53	36	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	3.973		μm
ϵy	1.7230		-
ϵy_{uL}	1.9263		-
Slide	1.4290		-

Tabella 38, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Dati di Progetto SL

4.5.4 Profilo Modificato, Contact Ratio

L'ultimo studio del profilo della dentatura è lo studio che valorizza il Contact Ratio tra i denti. I risultati sono i seguenti.

Ruote 1 - 2

No. Sim	Slide	Int	ey
148	1.5230	104.25	1.8890
149	1.2670	104.25	1.8776
150	1.3630	104.25	1.8629
151	1.9550	104.25	1.9397
152	1.6340	104.25	1.9321
153	1.3620	104.25	1.9211
154	2.0200	104.25	1.9809
155	1.6890	104.25	1.9730
156	1.4090	104.25	1.9618
169	1.2980	104.25	1.9155
170	1.4400	104.25	1.8999
171	1.5890	104.25	1.8810
172	2.0200	104.25	1.9809
173	1.6890	104.25	1.9730
174	1.4090	104.25	1.9618
190	1.3430	104.25	1.9560
191	1.4880	104.25	1.9402
192	1.6390	104.25	1.9211
211	1.3900	104.25	1.9962
212	1.5360	104.25	1.9802
213	1.6910	104.25	1.9611
532	1.5010	104.3	1.8816
533	1.2500	104.3	1.8704
534	1.3420	104.3	1.8559
535	1.9200	104.3	1.9320
536	1.6070	104.3	1.9245
537	1.3420	104.3	1.9137
538	1.9830	104.3	1.9731
539	1.6610	104.3	1.9653
540	1.3870	104.3	1.9543
543	1.4340	104.3	1.9946
553	1.2790	104.3	1.9082
554	1.4180	104.3	1.8928

65 Denti	Gear 1	Gear 2	2201
Interasse	104.5		mm
PSC	0.1701	0.0862	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	1.250	1.450	mm
Add	1.200	1.000	mm
ΔTE	3.0092		μm
εγ	2.0000		-
εγ_ul	2.2632		-
Slide	1.3340		-

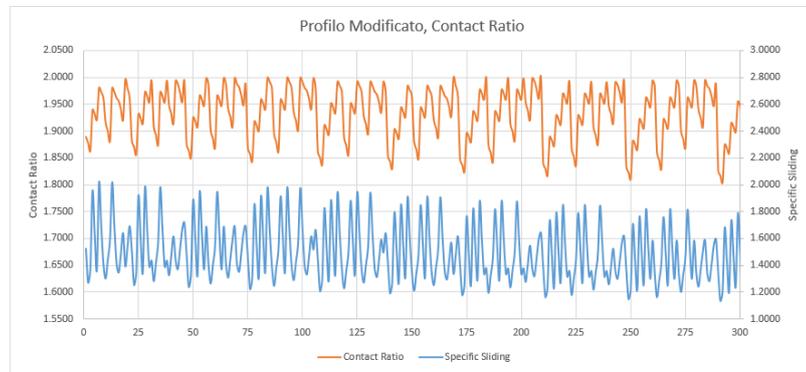


Tabella 39, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Contact Ratio

Anche in questo caso, dei 5340 casi simulati, solamente uno corrisponde ad un valore di Contact Ratio geometrico pari a 2.0000.

Il caso in questione è il seguente:

Profilo Modificato Contact Ratio

	Gear 1	Gear 2	
Interasse	104.5		mm
PSC	0.1701	0.0862	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	1.250	1.450	mm
Add	1.200	1.000	mm
ΔTE	3.0092		μm
εγ	2.0000		-
εγ_ul	2.2632		-
Slide	1.3340		-

Tabella 40, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR

Ruote 3 - 4

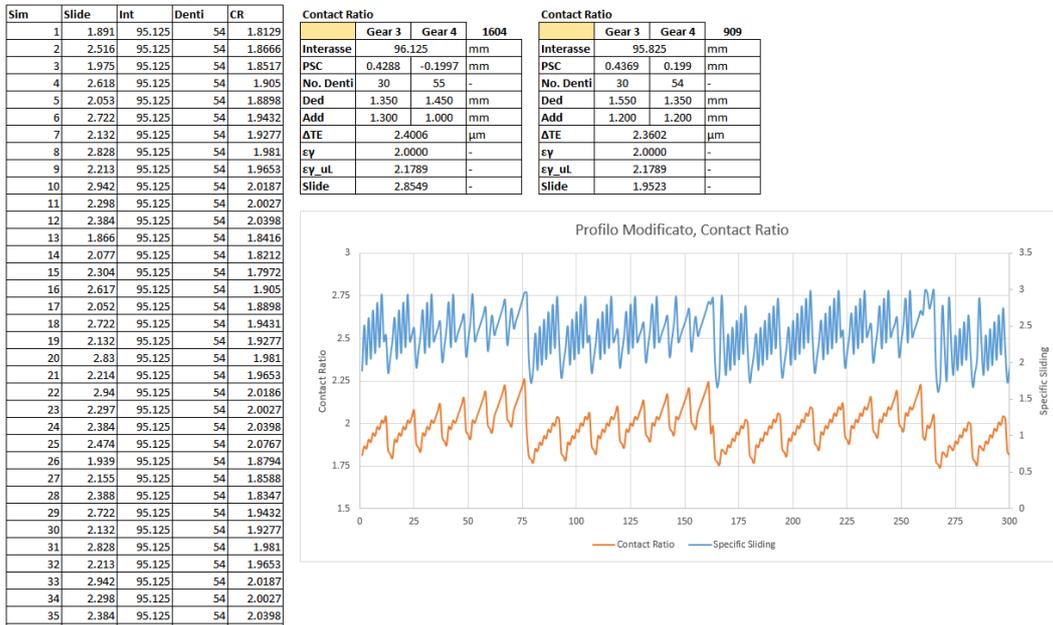


Tabella 41, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Contact Ratio

Delle migliaia di simulazioni svolte, questo caso riporta due soluzioni equivalenti in termini di Contact Ratio. La prima con dentatura da 55 denti, la seconda con dentatura da 54 denti.

In questo caso la scelta ricade sulla dentatura da 54 denti in quanto possiede degli strisciamenti migliori ($SS_{54} = 1.9523$ contro $SS_{55} = 2.8549$) ed un Transmission Error migliore ($TE_{54} = 2.4006$ contro $TE_{55} = 2.3602$).

I dati di Progetto sono i seguenti:

Profilo Modificato			
Contact Ratio			
	Gear 3	Gear 4	909
Interasse	95.825		mm
PSC	0.4369	0.199	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	1.350	1.350	mm
Add	1.200	1.200	mm
ΔTE	2.3602		μm
ϵy	2.0000		-
ϵy_{ul}	2.1789		-
Slide	1.9523		-

Tabella 42, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR

Ruote 4 - 5

Sim	Slide	int	Denti	CR
1	1.17	122.125	53	1.9207
2	1.239	122.125	53	1.9599
3	1.311	122.125	53	1.9988
4	1.386	122.125	53	2.0374
5	1.464	122.125	53	2.0757
6	1.544	122.125	53	2.1138
7	1.628	122.125	53	2.1515
8	1.642	122.125	54	2.0982
9	1.642	122.125	54	2.1414
10	1.642	122.125	54	2.1842
11	1.642	122.125	54	2.2266
12	1.642	122.125	54	2.2685
13	1.642	122.125	54	2.31
14	1.642	122.125	54	2.3512
15	3.373	122.125	55	2.5226
16	1.176	122.225	53	1.904
17	1.245	122.225	53	1.943
18	1.316	122.225	53	1.9816
19	1.39	122.225	53	2.0199
20	1.467	122.225	53	2.058
21	1.546	122.225	53	2.0957
22	1.629	122.225	53	2.1332
23	1.547	122.225	54	2.0838
24	1.547	122.225	54	2.1266
25	1.547	122.225	54	2.169
26	1.547	122.225	54	2.211
27	1.547	122.225	54	2.2526
28	1.547	122.225	54	2.2938
29	1.617	122.225	54	2.3346
30	3.124	122.225	55	2.4635
31	3.124	122.225	55	2.5089
32	1.459	122.325	54	2.0698
33	1.459	122.325	54	2.1122
34	1.459	122.325	54	2.1542
35	1.459	122.325	54	2.1959

Contact Ratio			
	Gear 4	Gear 5	121
Interasse	123.025		mm
PSC	0.199	0.5276	mm
No. Denti	54	53	-
Ded	1.350	1.250	mm
Add	1.200	1.050	mm
ΔTE	2.1772		μm
ϵy	2.0024		-
ϵy_{uL}	2.2316		-
Slide	1.2187		-

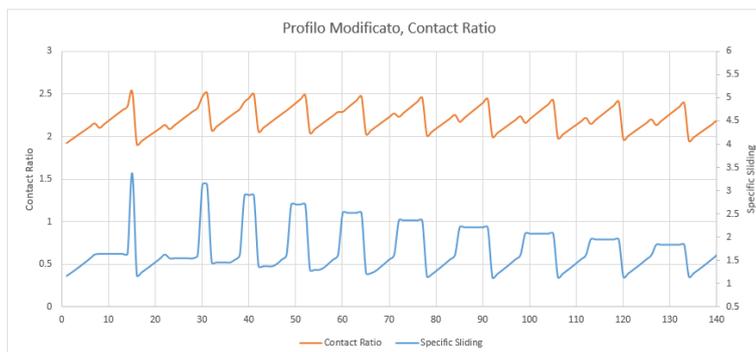


Tabella 43, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Contact Ratio

Anche in questo caso si ha una modifica del numero di denti che da 55 torna ad essere 53.

I dati di progetto:

Profilo Modificato			
Contact Ratio			
	Gear 4	Gear 5	121
Interasse	121.9		mm
PSC	0.199	0.528	mm
No. Denti	54	53	-
Ded	1.350	1.250	mm
Add	1.200	1.050	mm
ΔTE	2.1836		μm
ϵy	1.9998		-
ϵy_{uL}	2.2316		-
Slide	1.2266		-

Tabella 44, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR

Ruote 5 - 6

Sim	Slide	Int	Denti	CR
1	2.982	101.1	36	1.8524
2	2.982	101.1	36	1.8933
3	2.982	101.1	36	1.9336
4	2.982	101.1	36	1.9734
8	2.83	101.15	36	1.8444
9	2.83	101.15	36	1.8851
10	2.83	101.15	36	1.9251
11	2.83	101.15	36	1.9647
12	2.83	101.15	36	2.0038
15	2.689	101.2	36	1.8366
16	2.689	101.2	36	1.8769
17	2.689	101.2	36	1.9168
18	2.689	101.2	36	1.9562
19	2.689	101.2	36	1.9951
22	2.558	101.25	36	1.8288
23	2.558	101.25	36	1.8689
24	2.558	101.25	36	1.9086
25	2.558	101.25	36	1.9477
26	2.558	101.25	36	1.9864
29	2.437	101.3	36	1.8211
30	2.437	101.3	36	1.861
31	2.437	101.3	36	1.9004
32	2.437	101.3	36	1.9394
33	2.437	101.3	36	1.9779
36	2.322	101.35	36	1.8128
37	2.322	101.35	36	1.8525
38	2.322	101.35	36	1.8917
39	2.322	101.35	36	1.9304
40	2.322	101.35	36	1.9687
43	2.215	101.4	36	1.8046
44	2.215	101.4	36	1.844
45	2.215	101.4	36	1.883
46	2.215	101.4	36	1.9216
47	2.215	101.4	36	1.9597
48	2.215	101.4	36	1.9974

	Gear 5	Gear 6	12
Interasse	101.15		mm
PSC	0.5276	-0.045	mm
No. Denti	53	36	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.050	1.200	mm
ΔTE	1.5764		μm
$\epsilon \gamma$	2.0038		-
$\epsilon \gamma_{uL}$	2.1474		-
Slide	2.8295		-

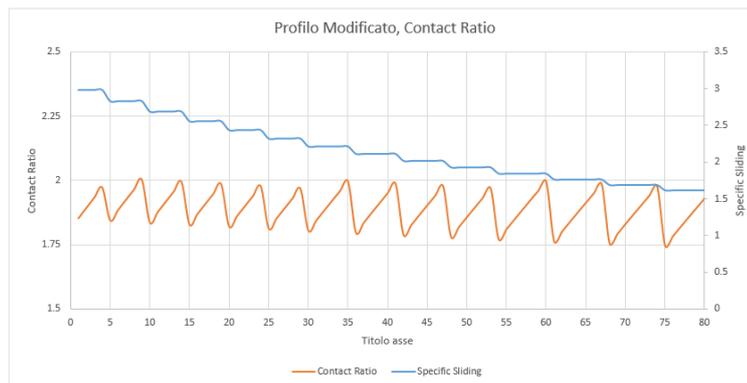


Tabella 45, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Contact Ratio

Si ha infine l'accoppiamento delle ruote alle valvole con dati di progetto seguenti.

Profilo Modificato

Contact Ratio

	Gear 5	Gear 6	12
Interasse	101.15		mm
PSC	0.528	-0.0454	mm
No. Denti	53	36	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.050	1.200	mm
ΔTE	1.5773		μm
$\epsilon \gamma$	2.0038		-
$\epsilon \gamma_{uL}$	2.1474		-
Slide	2.8316		-

Tabella 46, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR

4.6 Considerazioni Finali sul Design

4.6.1 Studio dei Risultati

Dallo studio dei risultati ottenuti dalle varie progettazioni con Profilo Standard A e con Profilo Modificato a favore dello Specific Sliding e Contact Ratio, si può comprendere come l'emissione sonora si comporta in relazione ai parametri specificati.

Si ottengono le seguenti configurazioni delle cascate:

Profilo A Specific Sliding				Profilo A Specific Sliding				Profilo A Specific Sliding				Profilo A Specific Sliding			
	Gear 1	Gear 2	166		Gear 3	Gear 4	32		Gear 4	Gear 5	13		Gear 5	Gear 6	29
Interasse	104.5		mm	Interasse	95		mm	Interasse	121.25		mm	Interasse	101.6		mm
PSC	0.2328	0.0235	mm	PSC	0.2867	-0.0575	mm	PSC	-0.0575	-0.0522	mm	PSC	-0.0522	0.211	mm
No. Denti	39	65	-	No. Denti	30	54	-	No. Denti	54	54	-	No. Denti	54	36	-
Ded	profilo A		mm	Ded	profilo A		mm	Ded	profilo A		mm	Ded	profilo A		mm
Add	profilo A		mm	Add	profilo A		mm	Add	profilo A		mm	Add	profilo A		mm
ΔTE	0.7171		μm	ΔTE	2.4156		μm	ΔTE	2.3030		μm	ΔTE	0.4503		μm
ϵy	1.8410		-	ϵy	1.8260		-	ϵy	2.0569		-	ϵy	1.8943		-
ϵy_{uL}	2.0737		-	ϵy_{uL}	2.0211		-	ϵy_{uL}	2.2947		-	ϵy_{uL}	2.0526		-
Slide	1.1570		-	Slide	1.8340		-	Slide	1.5190		-	Slide	1.7100		-

Tabella 47, Profilo A - Specific Sliding

Profilo A Contact Ratio				Profilo A Contact Ratio				Profilo A Contact Ratio				Profilo A Contact Ratio			
	Gear 1	Gear 2	170		Gear 3	Gear 4	33		Gear 4	Gear 5	26		Gear 5	Gear 6	1
Interasse	103.5		mm	Interasse	95		mm	Interasse	123.65		mm	Interasse	103.025		mm
PSC	-0.2160	-0.1174	mm	PSC	0.1729	-0.4393	mm	PSC	-0.4393	0.3951	mm	PSC	0.3951	-0.0954	mm
No. Denti	39	65	-	No. Denti	30	55	-	No. Denti	55	55	-	No. Denti	55	36	-
Ded	profilo A		mm	Ded	profilo A		mm	Ded	profilo A		mm	Ded	profilo A		mm
Add	profilo A		mm	Add	profilo A		mm	Add	profilo A		mm	Add	profilo A		mm
ΔTE	2.3242		μm	ΔTE	2.6458		μm	ΔTE	2.3967		μm	ΔTE	0.8903		μm
ϵy	1.9994		-	ϵy	1.9850		-	ϵy	2.0060		-	ϵy	1.8734		-
ϵy_{uL}	2.2316		-	ϵy_{uL}	2.1474		-	ϵy_{uL}	2.2526		-	ϵy_{uL}	2.0316		-
Slide	2.3805		-	Slide	2.9842		-	Slide	2.5033		-	Slide	2.9873		-

Tabella 48, Profilo A - Contact Ratio

Profilo Modificato Specific Sliding				Profilo Modificato Specific Sliding				Profilo Modificato Specific Sliding				Profilo Modificato Specific Sliding			
	Gear 1	Gear 2			Gear 3	Gear 4	1392		Gear 4	Gear 5	98		Gear 5	Gear 6	50
Interasse	104.85		mm	Interasse	96.125		mm	Interasse	122		mm	Interasse	101.625		mm
PSC	0.2756	0.1674	mm	PSC	0.4509	0.3412	mm	PSC	0.3412	0.4367	mm	PSC	0.4376	0.2866	mm
No. Denti	39	65	-	No. Denti	30	54	-	No. Denti	54	53	-	No. Denti	53	36	-
Ded	1.200	1.150	mm	Ded	1.350	1.150	mm	Ded	1.150	1.250	mm	Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.000	1.000	mm	Add	1.000	1.000	mm	Add	1.000	1.000	mm	Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	1.3146		μm	ΔTE	5.6045		μm	ΔTE	2.0474		μm	ΔTE	3.9730		μm
ϵy	1.7950		-	ϵy	1.6540		-	ϵy	1.7800		-	ϵy	1.7230		-
ϵy_{uL}	2.0737		-	ϵy_{uL}	1.7212		-	ϵy_{uL}	2.0421		-	ϵy_{uL}	1.9263		-
Slide	1.0900		-	Slide	1.2580		-	Slide	0.9743		-	Slide	1.4290		-

Tabella 49, Profilo Modificato - Specific Sliding

Profilo Modificato
Contact Ratio

	Gear 1	Gear 2	
Interasse	104.5		mm
PSC	0.1701	0.0862	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	1.250	1.450	mm
Add	1.200	1.000	mm
ΔTE	3.0092		μm
ϵy	2.0000		-
ϵy_{uL}	2.2632		-
Slide	1.3340		-

Profilo Modificato
Contact Ratio

	Gear 3	Gear 4	909
Interasse	95.825		mm
PSC	0.4369	0.199	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	1.350	1.350	mm
Add	1.200	1.200	mm
ΔTE	2.3602		μm
ϵy	2.0000		-
ϵy_{uL}	2.1789		-
Slide	1.9523		-

Profilo Modificato
Contact Ratio

	Gear 4	Gear 5	121
Interasse	121.9		mm
PSC	0.199	0.528	mm
No. Denti	54	53	-
Ded	1.350	1.250	mm
Add	1.200	1.050	mm
ΔTE	2.1836		μm
ϵy	1.9998		-
ϵy_{uL}	2.2316		-
Slide	1.2266		-

Profilo Modificato
Contact Ratio

	Gear 5	Gear 6	12
Interasse	101.15		mm
PSC	0.528	-0.0454	mm
No. Denti	53	36	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.050	1.200	mm
ΔTE	1.5773		μm
ϵy	2.0038		-
ϵy_{uL}	2.1474		-
Slide	2.8316		-

Tabella 50, Profilo Modificato - Contact Ratio

Dai test svolti si può constatare quanto segue:

Non sempre la modifica del profilo porta a dei vantaggi da un punto di vista di emissione sonora, di conseguenza è necessario capire quando la modifica si debba fare rispetto a mantenere un profilo standard.

Ad esempio:

Tabella 48, Gear 5 - 6

VS

Tabella 50, Gear 5 - 6

La modifica del profilo che porta a strisciamenti migliori tra i denti, quindi SS più bassi, non sempre riducono l'emissione sonora considerando l'influenza del valore di interasse.

Ad esempio:

Tabella 49, Gear 3 - 4

VS

Tabella 50, Gear 3 - 4

Tabella 49, Gear 5 - 6

VS

Tabella 50, Gear 5 - 6

Considerando queste due conclusioni, si procede ad un dimensionamento manuale della cascata che prediliga l'emissione sonora. Il risultato di numerose modifiche ai parametri di Addendum, Dedendum e PSC hanno portato ad una configurazione finale con i seguenti dati:

Profilo Modificato
 ΔTE

	Gear 1	Gear 2	5054
Interasse	104.85		mm
PSC	0.2756	0.1674	mm
No. Denti	39	65	-
Ded	1.250	1.200	mm
Add	1.050	1.000	mm
ΔTE	0.9978		μm
ϵy	1.8390		-
ϵy_{uL}	2.0737		-
Slide	1.1065		-

Profilo Modificato
 ΔTE

	Gear 3	Gear 4	909
Interasse	95.825		mm
PSC	0.4369	0.1990	mm
No. Denti	30	54	-
Ded	1.300	1.250	mm
Add	1.100	1.150	mm
ΔTE	0.8147		μm
ϵy	1.8910		-
ϵy_{uL}	2.0632		-
Slide	1.7597		-

Profilo Modificato
 ΔTE

	Gear 4	Gear 5	178
Interasse	123.025		mm
PSC	0.1990	0.5276	mm
No. Denti	54	54	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.150	1.000	mm
ΔTE	1.8339		μm
ϵy	1.9210		-
ϵy_{uL}	2.1474		-
Slide	1.1474		-

Profilo Modificato
 ΔTE

	Gear 5	Gear 6	
Interasse	101.75		mm
PSC	0.5276	-0.2989	mm
No. Denti	54	36	-
Ded	1.250	1.250	mm
Add	1.000	1.000	mm
ΔTE	0.8741		μm
ϵy	1.8860		-
ϵy_{uL}	2.0421		-
Slide	4.7873		-

Tabella 51, Profilo TE - Configurazione Finale

4.6.2 Larghezza della Fascia

Fino a questo momento non è stato preso in considerazione un dato essenziale ai fini ultimi della progettazione della cascata. Questo è la larghezza dente.

Si è quindi svolto uno studio sull'influenza della larghezza dente sul Transmission Error.

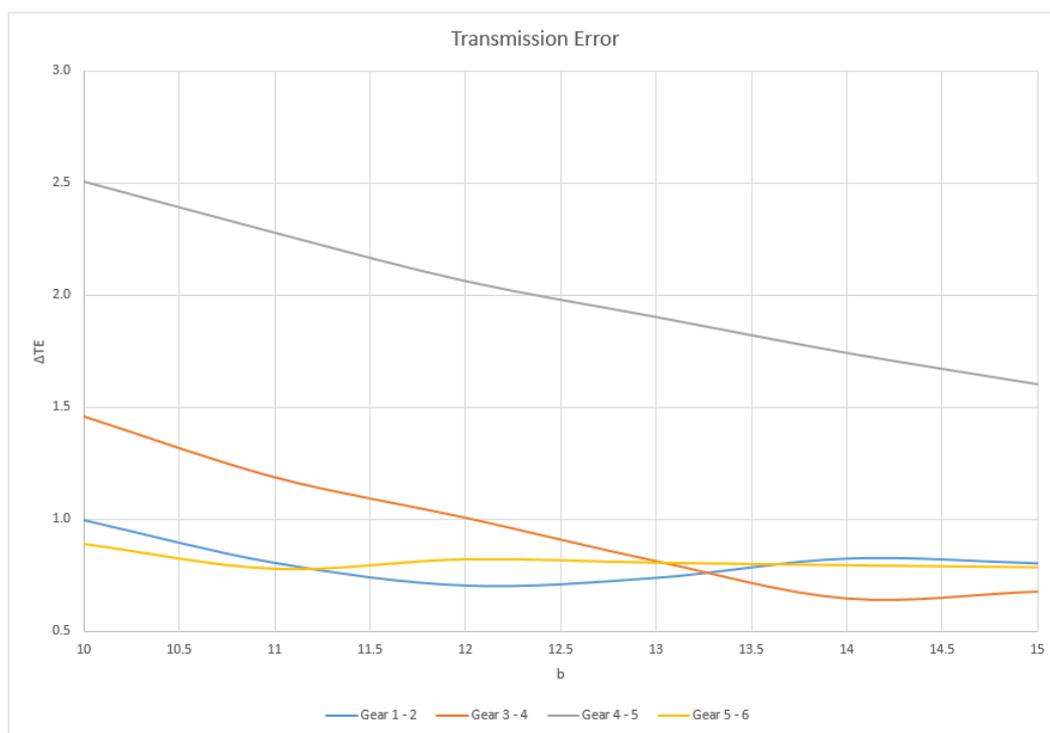


Figura 39, Influenza della larghezza dente sul ΔTE

Dal grafico in Figura 39 si vede come all'aumentare della larghezza dente, si ha una diminuzione dell'emissione sonora nella maggior parte dei casi.

In particolare dalla coppia Gear 4 - 5 vediamo come l'emissione sonora sia più alta rispetto alle altre e come la larghezza dente influisca in maniera più importante.

Nella scelta di progettare una dentatura con una certa larghezza si prendono in considerazione due fattori:

- Quanto è possibile allargare la dentatura senza dover stravolgere il design concepito inizialmente
- Assicurarsi un FS_{flank} maggiore di 1.15¹

¹ Il valore di $FS = 1.15$ viene scelto in base al fatto che, solitamente, il FS_{flank} viene considerato tra 1 e 1.2 a seconda del cliente. Volendo tenersi a favore di sicurezza, ma non volendo sovradimensionare le ruote, si è scelto un $FS_{\text{flank}} = 1.15$.

Considerando questi due fattori si sceglie:

- $b_{12} = 12 \text{ mm}$
- $b_{3456} = 13 \text{ mm}$

Considerando l'aumento di spessore potrebbero crearsi problemi di intersezione della ruota con il circuito acqua mostrato in Figura 15 con l'analisi del Design V2, ma verificando la nuova disposizione delle ruote ed applicando il nuovo spessore, le ruote rimangono sempre distanti dal circuito acqua.



Figura 40, Distanza minima post ottimizzazione

In Figura 40 viene indicata la distanza minima post ottimizzazione. La distanza viene aumentata grazie allo spostamento verso l'alto della cascata dato dalla variazione di diametro delle ruote così come la variazione di interasse.

4.6.3 Design Finale

Il design finale progettato per la cascata è quindi disposto delle seguenti caratteristiche:

Configurazione Finale

	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4	Gear 5	Gear 6	
m	2.00		2.25				mm
p	6.28		7.07				mm
α	17		16				deg
No. Denti	39	65	30	54	54	36	-
Interasse	104.850		95.825		101.750		mm
				123.025			
PSC	0.2756	0.1674	0.4369	0.1990	0.5276	-0.2988	mm
Dedendum	1.25	1.20	1.30	1.25	1.35	1.25	mm
Addendum	1.05	1.00	1.10	1.15	1.00	1.00	mm
Radius	0.380	0.380	0.380	0.566	0.380	0.566	mm
b	12	12	13	13	13	13	mm
ΔTE	0.7078		0.8130		0.8069		μm
				1.8339			
ϵy	1.8390		1.8910		1.8860		-
				1.9210			
ϵy_{ul}	2.0737		2.0632		2.0421		-
				2.1474			
Slide	1.1065		1.7497		4.7873		-
				1.1474			
FS_flank	1.191	1.210	1.312	1.335	1.498	1.450	-
FS_root	1.753	1.726	2.738	1.927	3.664	3.465	-

Tabella 52, Design Finale

In Tabella 52 vengono indicate tutte le caratteristiche della dentatura, considerando anche FS_{root} e FS_{flank} oltre alle caratteristiche geometriche complete.

4.7 Considerazioni sull'Efficienza

Una volta definiti i 5 design, si è svolto uno studio sull'efficienza di funzionamento di ciascuno di essi, verificando quanto influisca la modifica del profilo sul profilo standard e quanto influisca la valorizzazione del Contact Ratio piuttosto che dello Specific Sliding.

I risultati sono i seguenti:

Profilo, Parametro	A, SS	A, CR	M, SS	M, CR	TE	
Total Eff	95.81	95.49	96.29	95.64	95.73	%
Gear Mesh Eff	97.32	96.99	97.81	97.15	97.24	%
Gear Meshing Losses	1559.7	1757.3	1268.6	1661.1	1607	W
Bearing Losses	390.6	389.5	390.5	391.3	390.4	W

Tabella 53, Confronto Efficienze

Come ci si poteva aspettare dalla teoria, in Tabella 53 si vede come la valorizzazione dello Specific Sliding porta ad una efficienza di funzionamento maggiore data da perdite per strisciamento tra i denti, indicate come "Gear Meshing Losses", di molto minori rispetto alla valorizzazione del Contact Ratio.

Si può verificare questo comportamento osservando proprio l'efficienza del profilo modificato che valorizza SS. In questo caso infatti le perdite per strisciamento si abbassano fino a 300 W rispetto alle altre configurazioni.

La soluzione che ottimizza il Transmission Error invece, si pone in una posizione intermedia tra gli altri due procedimenti.

Nel nostro caso, dovendo prediligere una configurazione dove l'emissione sonora sia ottimizzata al massimo delle possibilità del design, la perdita di efficienza di qualche frazione di punto percentuale è trascurabile.

4.7.1 Rappresentazione Grafica

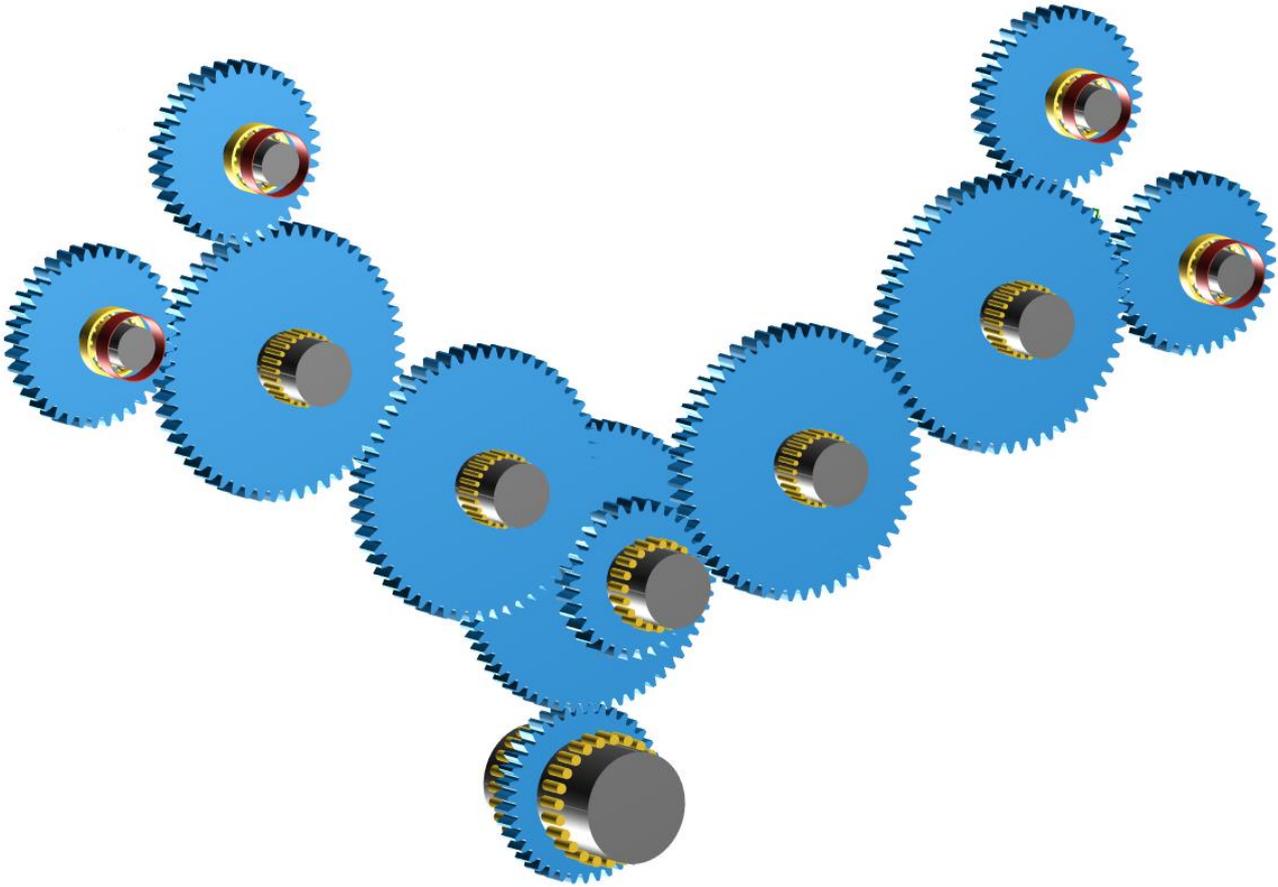


Figura 41, Rappresentazione Design Finale

In Figura 41 si ha la rappresentazione grafica del sistema impostato per la simulazione dell'efficienza di funzionamento.

Possono essere individuati infatti i cuscinetti a rullini su ogni albero ed i vincoli ai quali viene assegnato un valore di coppia resistente sulle ruote alle valvole (cerchi rossi sulle ruote valvole).

4.8 Analisi dell'Area di Contatto

Per completare l'analisi della dentatura si analizza l'area di contatto tra i fianchi dei denti di ogni accoppiamento della cascata.

Questa analisi si pone l'obiettivo di studiare la distribuzione delle forze e delle tensioni lungo l'area di contatto tra i fianchi dei denti, in quanto la solidità strutturale è già assicurata dallo studio effettuato nel capitolo 4.6.2 La, dove si considerano i Fattori di Sicurezza per dimensionare la larghezza dente ed assicurarsi un $FS_{\text{flank}} = 1.15$ o superiore.

Dall'analisi dell'area di contatto possiamo individuare l'area dove le forze si concentrano, deducendo che quella sarà l'area dove si trova il valore di FS_{flank} minore.

Dall'analisi FEM successiva poi si verifica come le tensioni si distribuiscono lungo l'area di contatto aspettandoci che non abbiano un pattern lineare, ma siano distribuite diversamente tra la zona centrale del fianco del dente e quella esterna.

Ruote 1 - 2

Prendendo sotto esame la dentatura della ruota all'albero motore (Ruota 1):

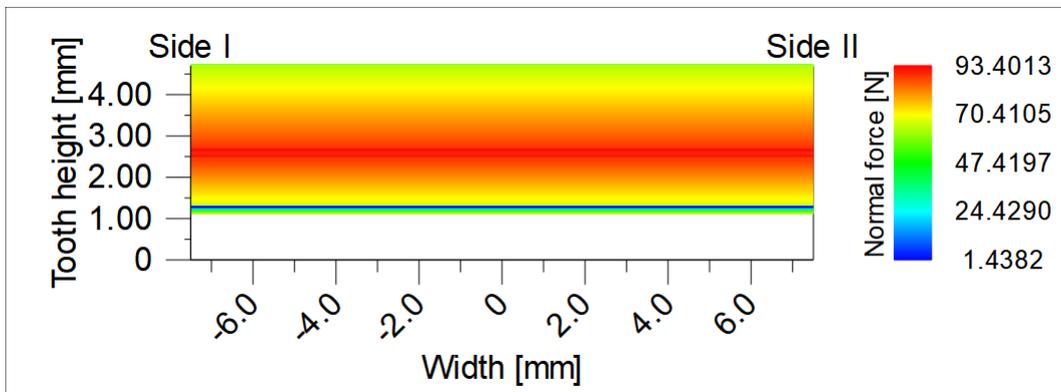


Figura 42, Ruota 1, Area d Contatto 1-2

In Figura 42 si vede che l'area di contatto è concentrata nella zona centrale del dente, tra i 2 mm ed i 3 mm di altezza dente, sui quali si concentrano la maggior parte degli sforzi.

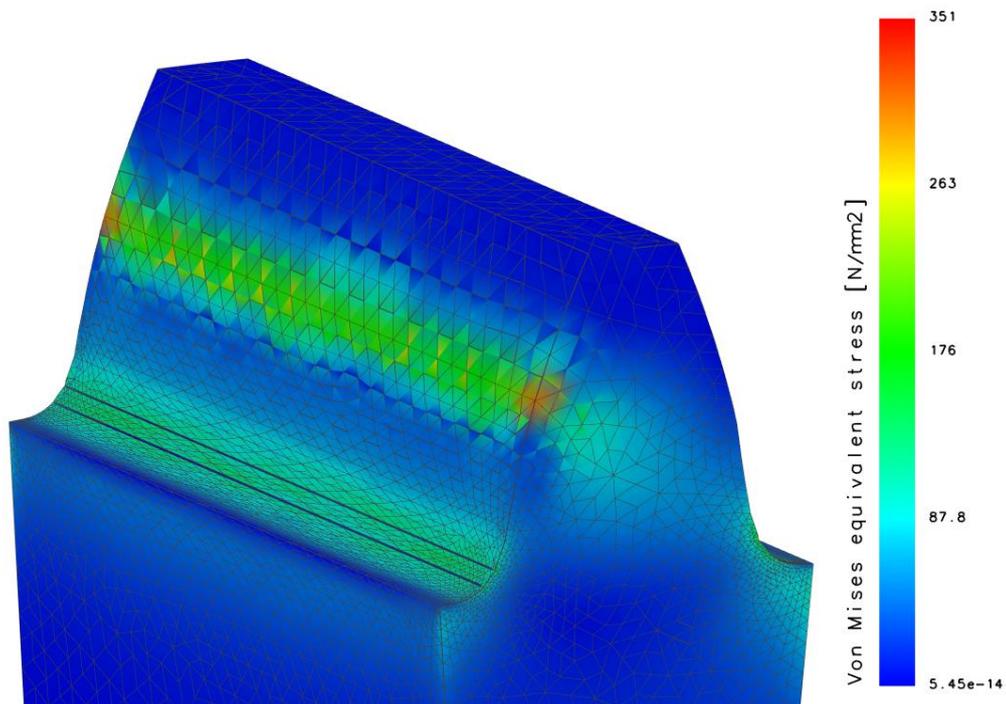


Figura 43, Ruota 1, Analisi FEM - Flank Stress 1-2

Come mostrato in Figura 43 la distribuzione delle tensioni non è lineare lungo l'area di contatto, ma si concentra maggiormente nelle zone esterne.

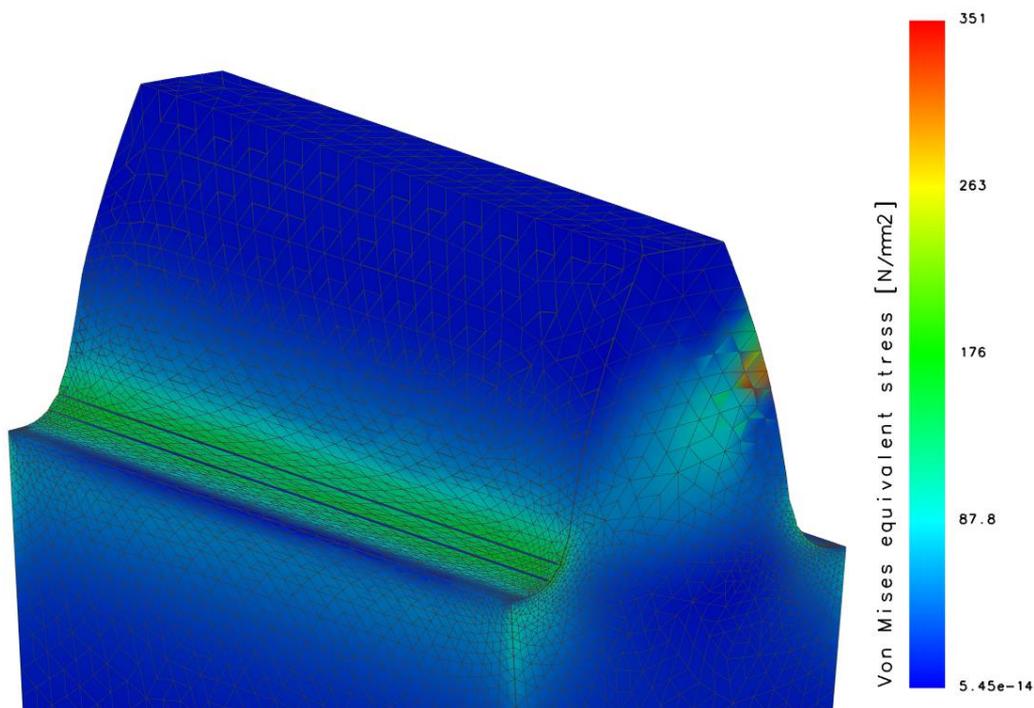


Figura 44, Ruota 1, Analisi FEM - Root Stress 1-2

In Figura 44 viene mostrata invece la distribuzione delle tensioni al root dalla parte opposta alla zona di ingranamento.

Analizzando ora la ruota maggiore della ruota doppia (Ruota 2):

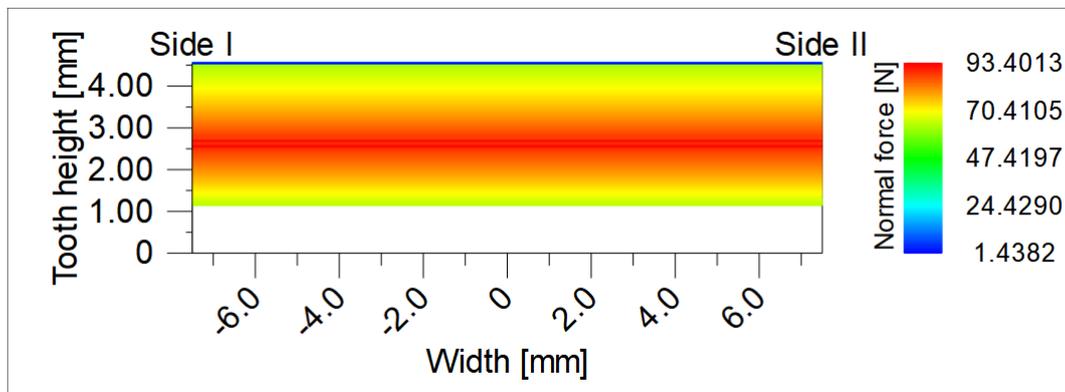


Figura 45, Ruota 2, Area di Contatto 1-2

Si ha quindi una distribuzione di forze complementare rispetto alla ruota all'albero motore e ci si aspetta, come nel caso precedente, che la distribuzione delle tensioni sull'area di contatto sia analoga a quella della Ruota 1, ma con modulo diverso.

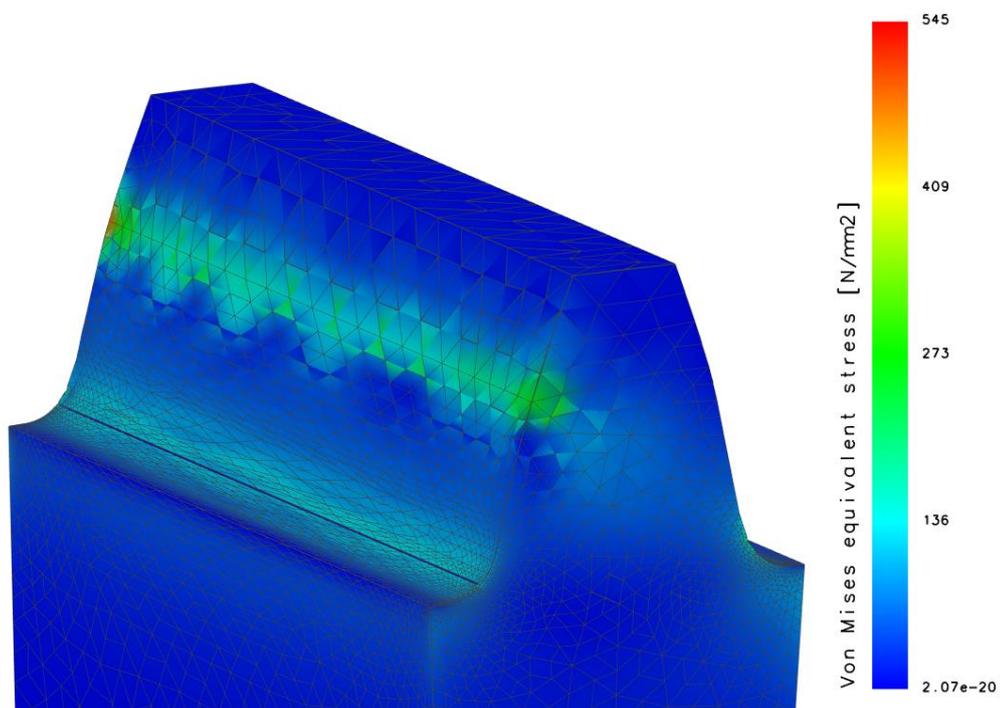


Figura 46, Ruota 2, Analisi FEM - Flank Stress 1-2

Anche in questo caso quindi abbiamo una distribuzione non lineare sull'area di contatto, con concentrazioni maggiori verso l'esterno del dente.

Ruote 3 - 4

Area di contatto

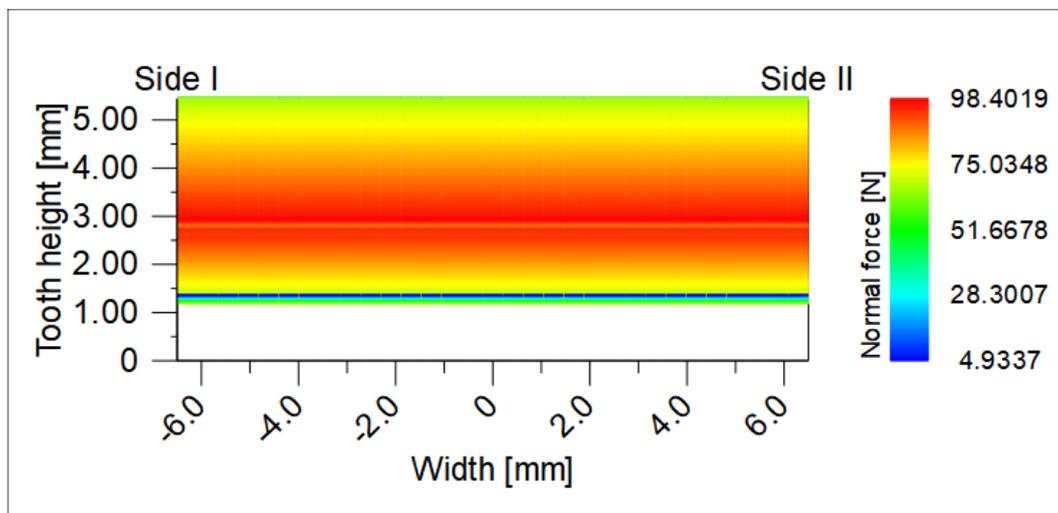


Figura 47, Ruota 3, Area di Contatto 3-4

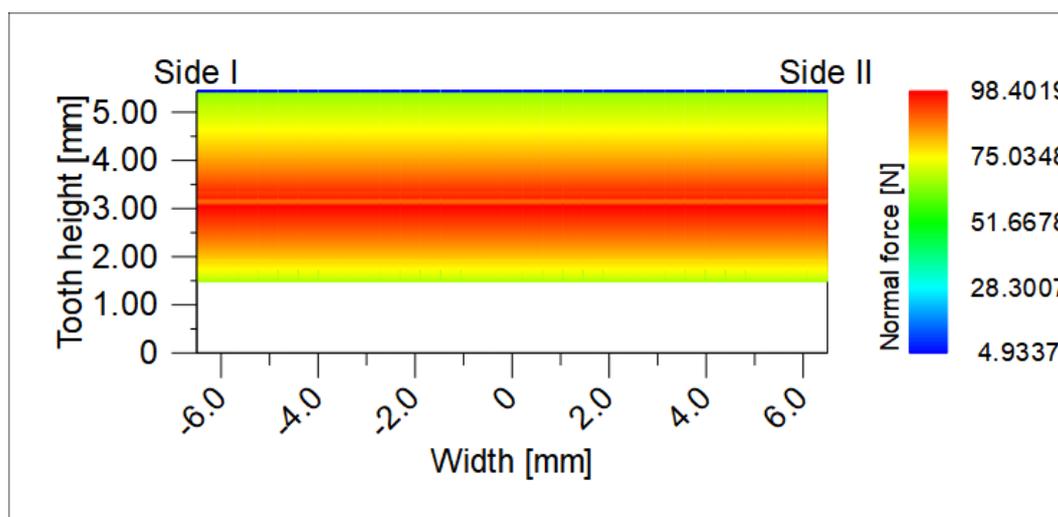


Figura 48, Ruota 4, Area di Contatto 3-4

Dalla distribuzione dell'area di contatto ci si aspetta una distribuzione quindi delle tensioni che segua il pattern indicato.

Analisi FEM

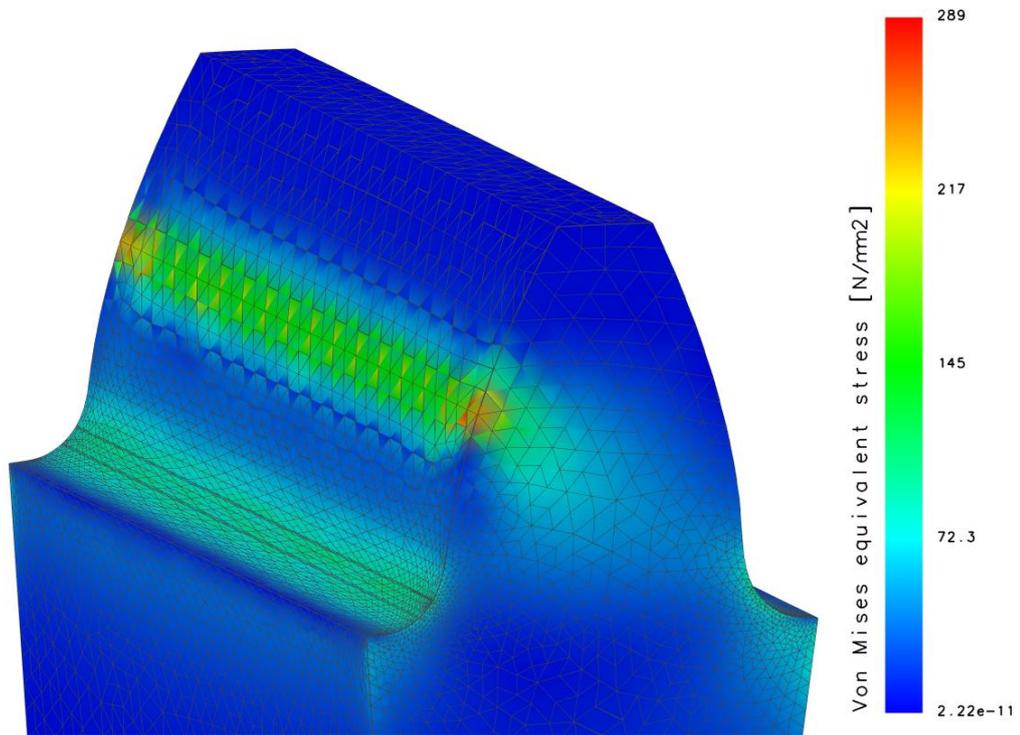


Figura 49, Ruota 3, Analisi FEM - Flank Stress 3-4

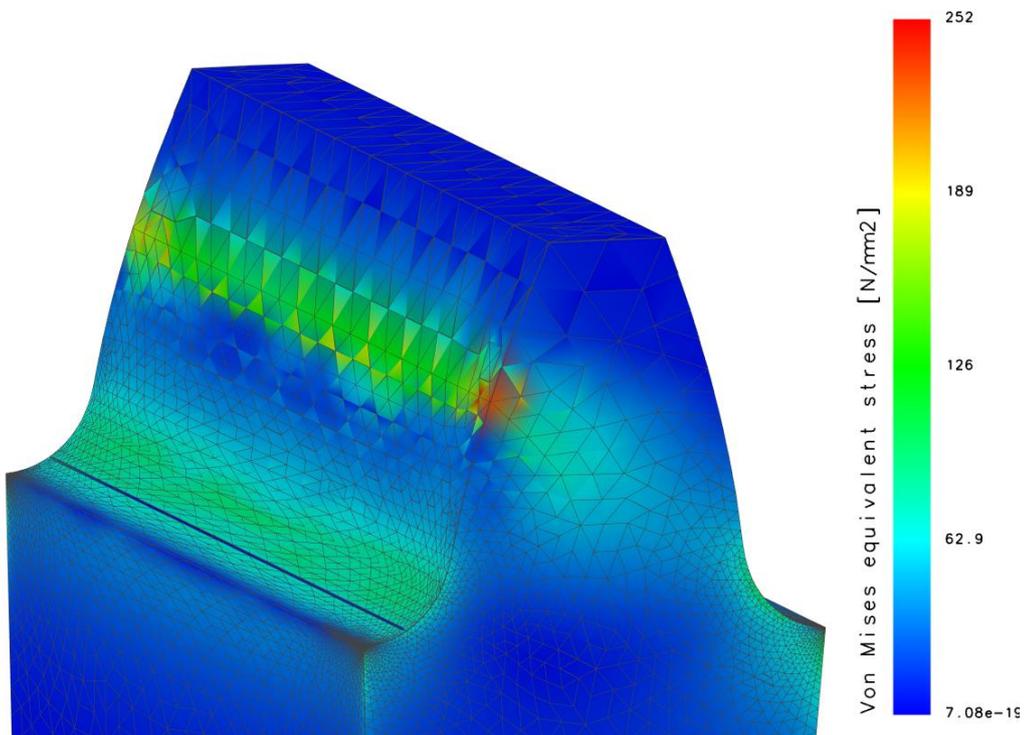


Figura 50, Ruota 4, Analisi FEM - Flank Stress 3-4

Ruote 4 - 5

Area di contatto

In questo l'area di contatto per la ruota 4, quindi anche per la ruota 5, segue lo stesso pattern che si era sperimentato sui precedenti accoppiamenti, ma si ha una concentrazione molto più stretta dell'area di contatto.

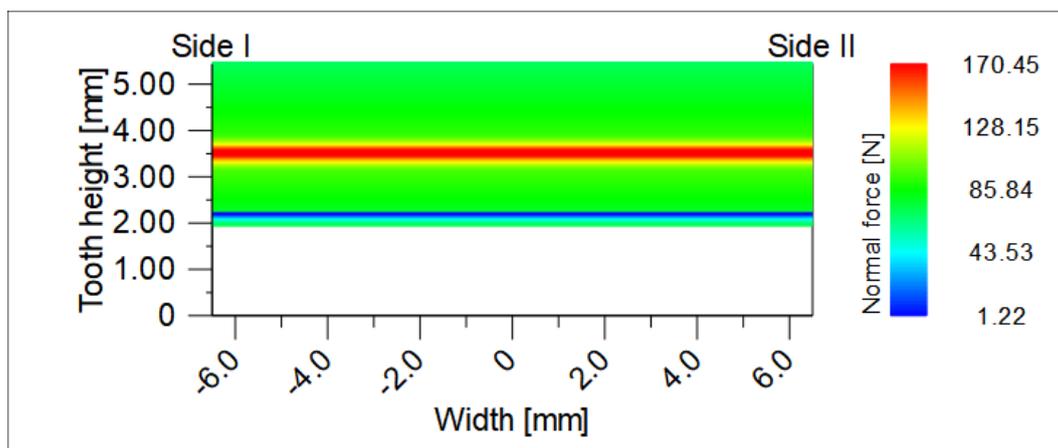


Figura 51, Ruota 4, Area di Contatto 4-5

Questa modifica del pattern dipende dalle modifiche macro-geometriche applicate alla ruota 5, la quale presenta un'area di contatto come in Figura 52.

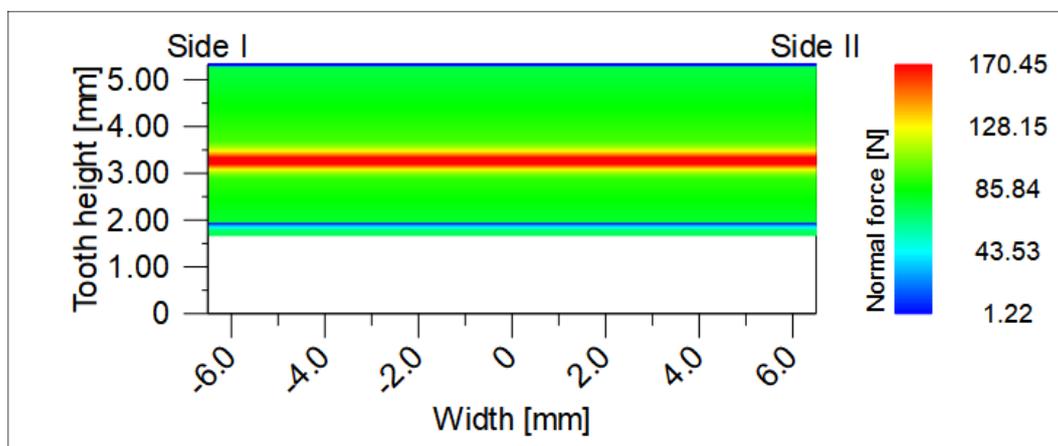


Figura 52, Ruota 5, Area di Contatto 4-5

Analisi FEM

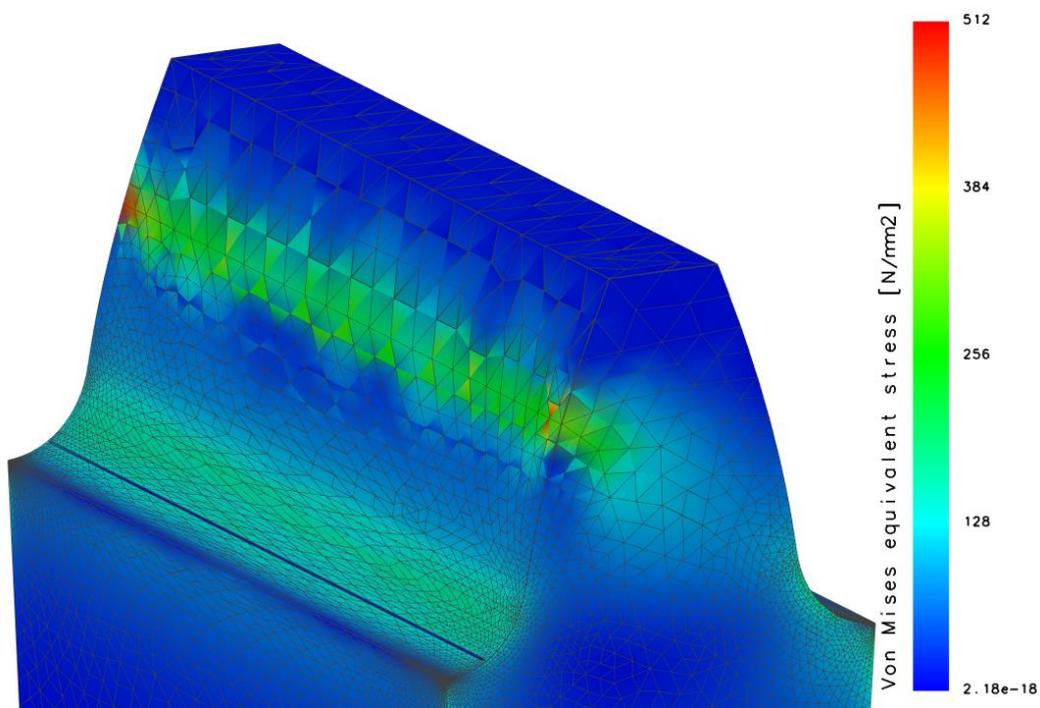


Figura 53, Ruota 4, Analisi FEM - Flank Stress 4-5

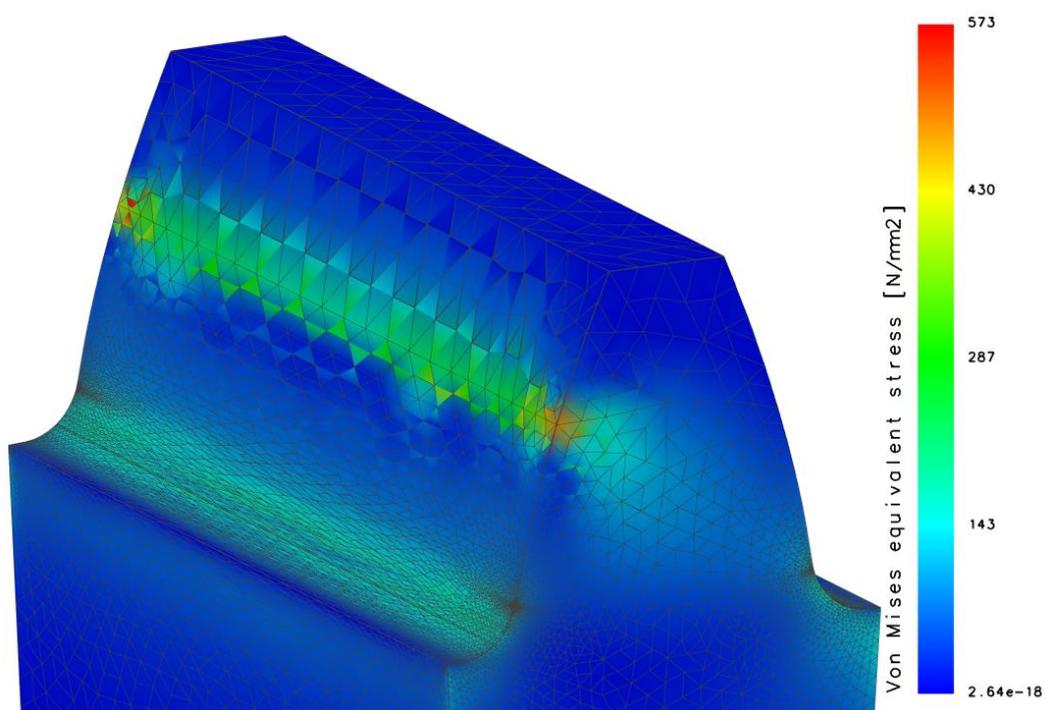


Figura 54, Ruota 5, Analisi FEM - Flank Stress 4-5

L'area di contatto invece segue la distribuzione vista per le precedenti simulazioni.

Ruote 5 - 6

Area di contatto

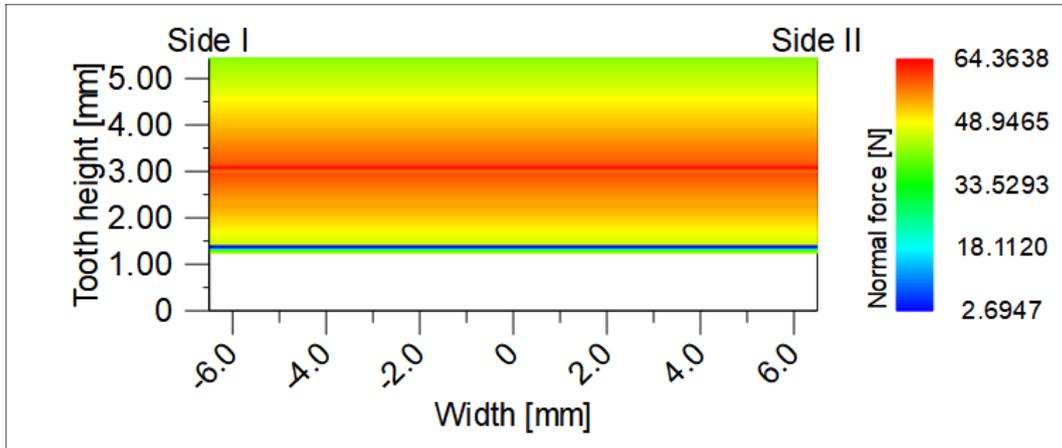


Figura 55, Ruota 5, Area di Contatto 5-6

La distribuzione in questo caso è più distribuita rispetto all'accoppiamento precedente.

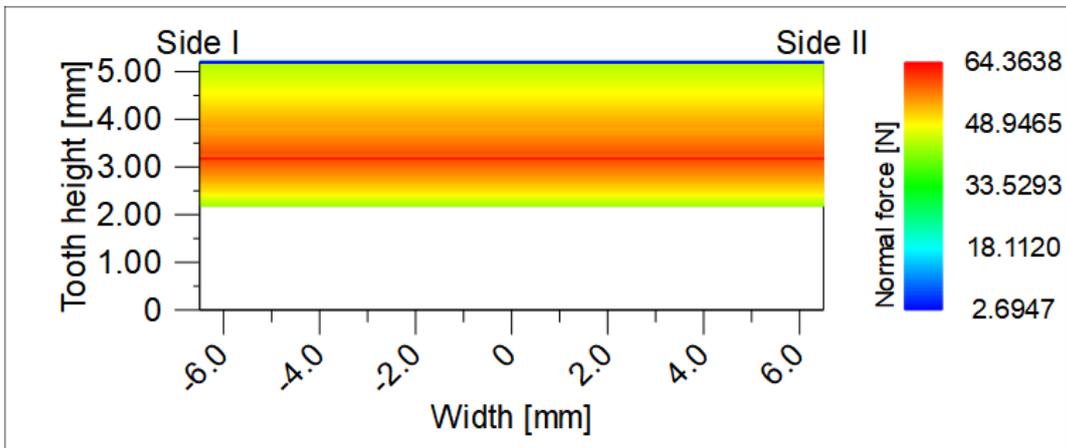


Figura 56, Ruota 6, Area di Contatto 5-6

Analisi FEM

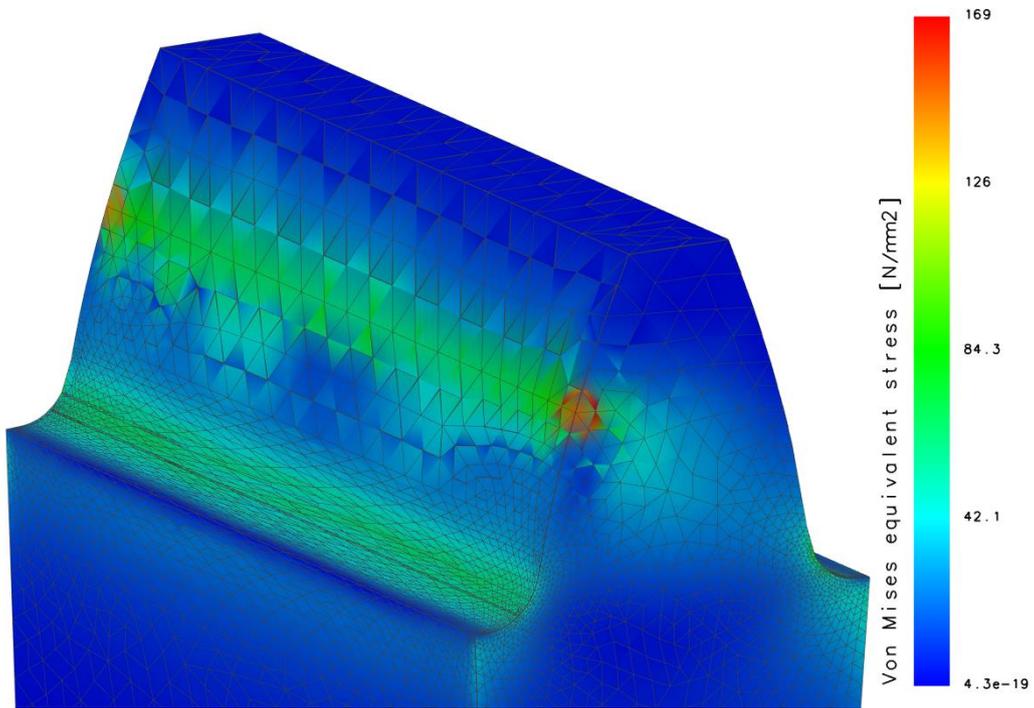


Figura 57, Ruota 5, Analisi FEM - Flank Stress 5-6

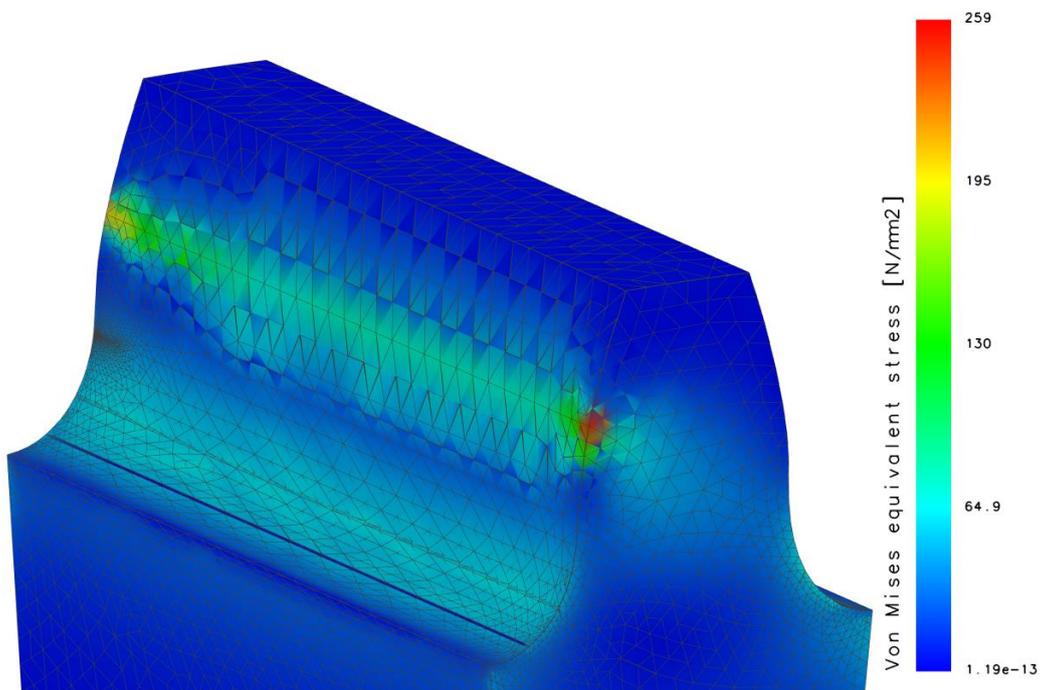


Figura 58, Ruota 6, Analisi FEM - Flank Stress 5-6

5 COMPLETAMENTO DEL DESIGN

Una volta definito il design finale della cascata di ingranaggi, il passo successivo è quello di alleggerire il sistema lavorando sullo studio della cartella e di sistemi alternativi di alleggerimento.

Dopodiché si passa alla progettazione del sistema di ancoraggio al basamento motore, il quale che possiede delle criticità già definite nel capitolo DESIGN E SIMULAZIONE, come la distanza delle ruote dal circuito acqua (vedi 4.6.2 - La) e dalla linea di unione dei basamenti (vedi 3.1.2 - Design V2).

5.1 Alleggerimento

L'alleggerimento della cascata può essere eseguito in due modi:

- Foratura della Cartella
- Progettazione Bi-Materiale

5.1.1 Foratura della Cartella

La foratura della cartella rappresenta il metodo tradizionale di alleggerimento delle ruote dentate, attraverso il quale si asporta materiale tramite dei fori di geometria non necessariamente circolare, alleggerendo il sistema.

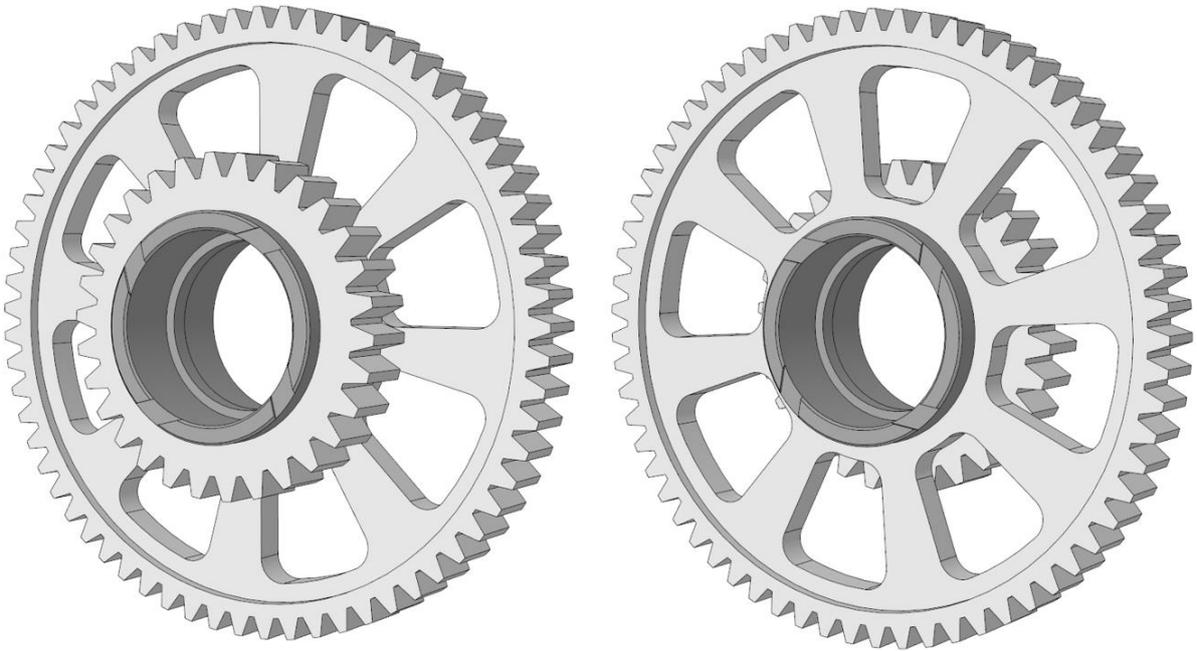


Figura 59, Alleggerimento Ruota Doppia (sx) e Ruota Folle (dx)

Come mostrato in Figura 59 l'alleggerimento delle ruote asporta una buona quantità di materiale, riducendo il peso di una percentuale pari a $P_{doppia} = 56.55\%$.

ρ_{steel}	0.00786	g/mm ³						
ρ_{all}	0.0027	g/mm ³						

ρ_{steel}	0.00786	g/mm ³						
ρ_{all}	0.0027	g/mm ³						

passo_m	7	-						
spess_m	10	mm						

RUOTA 2

A_ext	13273.2	mm ²	A_int	9582.643	mm ²	A_hub	804.2477	mm ²
Vol_ext	132732.3	mm ³	Vol_int	95826.43	mm ³	Vol_hub	8042.477	mm ³
			Vol_int2	47913.21	mm ³			
D_p	130	mm	Peso 1	980.1	g	full steel		
D_p_in	115	mm						
D_int_in	32	mm						

D_out	110	mm						
D_in	56	mm						

Alleggerimento tramite fori e corpo ruota sottile

A_Hole	565	mm ²	A1	9001.4	mm ²			
N_Holes	8	-	A2	4481.4	mm ²			
s_corpo	5	mm	offset	5	mm	di quanto diminuisce lo spessore		

Vol_hole	2825	mm ³						
-----------------	------	-----------------	--	--	--	--	--	--

Vol_new	54176.6	mm ³						
----------------	---------	-----------------	--	--	--	--	--	--

P_new1	425.8281	g	alleggerimento full steel con fori					
---------------	----------	---	------------------------------------	--	--	--	--	--

P3	56.55	%	pes full steel con fori					
-----------	-------	---	-------------------------	--	--	--	--	--

Tabella 54, Alleggerimento Ruota Doppia

In Tabella 54 viene mostrato l'impatto dell'alleggerimento su un design Full Steel con foratura della cartella.

5.1.2 Progettazione Bi-Materiale

La progettazione bi-materiale invece consiste nel progettare il corpo ruota (cartella, ancoraggio all'albero etc) in alluminio, mentre la dentatura in acciaio.

Questo principio si applica perché l'acciaio è molto più resistente ad usura rispetto all'alluminio, di conseguenza avrebbe bisogno di meno manutenzione soprattutto se applicato alla dentatura.

La cartella in alluminio invece riesce a sostenere bene le forze e coppie a cui è sottoposta, questo perché nel nostro caso il sistema deve trasmettere una quantità di coppia bassa ($T_{max} = 66.6 \text{ Nm}$).

Una caratteristica di questo sistema di progettazione è che, essendo la distribuzione in una nube d'olio a $T = 120 \text{ °C}$, la dilatazione termica indotta dall'ambiente di lavoro potrebbe portare delle complessità di design.

Di conseguenza si studia la dilatazione termica delle ruote ottenendo i seguenti risultati:

Parametri di dilatazione termica				Dilatazione termica per raffreddamento							
λ_{acc}	0.000012	1/°C		T_{freeze}	-10	°C					
λ_{all}	0.000024	1/°C		T_{amb}	15	°C					
T_{med}	105	°C		T_{work}	120	°C					
T_{min}	-25	°C									
dil_{acc}	0.00126	-	$\lambda_{acc} * T_{med}$	dil_{acc}	-0.0003	-					
dil_{all}	0.00252	-	$\lambda_{all} * T_{med}$	dil_{all}	-0.0006	-					
Dilatazione termica a temperatura di esercizio											
RUOTA 3				RUOTA 4				RUOTA 5			
dil_{1_acc}	0.1449	mm		dil_{1_acc}	-0.03263	mm		dil_{1_acc}	-0.03263	mm	
dil_{1_all}	0.2898	mm		dil_{1_all}	-0.06525	mm		dil_{1_all}	-0.06525	mm	
D_{1_acc}	115.145	mm		D_{1_acc}	108.717	mm		D_{1_acc}	108.717	mm	
D_{1_all}	115.290	mm		D_{1_all}	108.685	mm		D_{1_all}	108.685	mm	
i	0.145	mm		i	-0.035	mm		i	-0.033	mm	
RUOTA 4				RUOTA 5							
dil_{1_acc}	0.137025	mm		dil_{1_acc}	0.137025	mm					
dil_{1_all}	0.27405	mm		dil_{1_all}	0.27405	mm					
D_{1_acc}	108.887	mm		D_{1_acc}	108.887	mm					
D_{1_all}	109.024	mm		D_{1_all}	109.024	mm					
i	0.137	mm		i	0.137	mm					

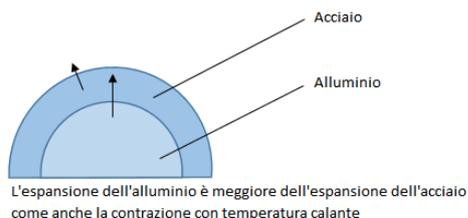


Tabella 55, Dilatazione Termica

Dai risultati in Tabella 55 si vede come la dilatazione, avvenendo verso l'esterno delle circonferenze di corona (acciaio) e cartella (alluminio), porta ad un incremento dell'interferenza sul diametro di accoppiamento tra i due componenti di circa $\Delta_{4-5} = 33 \mu\text{m}$ e $\Delta_5 = 35 \mu\text{m}$.

Allo stesso modo, con Δ negativo di temperatura, si avrebbe un restringimento che incrementerebbe il gioco tra cartella e corona.

I risultati di un alleggerimento con corpo ruota in alluminio sulla ruota maggiore della Ruota Doppia viene indicato in Tabella 56.

passo_m	7	-
spess_m	10	mm

p_steel	0.00786	g/mm ³
p_all	0.0027	g/mm ³

RUOTA 2

A_ext	13273.2	mm ²	A_int	9582.643	mm ²	A_hub	804.2477	mm ²
Vol_ext	132732.3	mm ³	Vol_int	95826.43	mm ³	Vol_hub	8042.477	mm ³
			Vol_int2	47913.21	mm ³			
D_p	130	mm	Peso 1	980.1	g	full steel		
D_p_in	115	mm	Peso 2	356.2	g	steel-alluminum		
D_int_in	32	mm						

Alleggerimento percentuale

D_out	110	mm
D_in	56	mm

P2	63.7	%	di peso in meno rispetto al full steel
-----------	-------------	----------	--

Alleggerimento tramite fori e corpo ruota sottile

A_Hole	565	mm ²	A1	9001.4	mm ²
N_Holes	8	-	A2	4481.4	mm ²
s_corpo	5	mm	offset	5	mm

di quanto diminuisce lo spessore

Vol_hole	2825	mm ³
-----------------	------	-----------------

Vol_new	54176.6	mm ³
----------------	---------	-----------------

P_new1	425.8281	g	alleggerimento full steel con fori
P_new2	295.2119	g	alleggerimento bi-materiale + holes

P3	56.55	%	pes full steel con fori
P4	17.13	%	peso bi-materiale + holes

P5	69.88	%	alleggerimento completo
-----------	--------------	----------	-------------------------

Tabella 56, Alleggerimento Ruota Doppia in Alluminio

In questo caso si hanno 3 diverse indicazioni per l'alleggerimento:

- $P_2 = 63.7\%$
- $P_4 = 17.13\%$
- $P_5 = 69.88\%$

Dove P_2 rappresenta il risparmio di peso in percentuale del design interamente in alluminio non alleggerito confrontato con il design interamente in acciaio non alleggerito.

P_4 rappresenta il risparmio del peso confrontando il design in alluminio alleggerito con foratura contro il design in acciaio alleggerito.

P_5 rappresenta invece il risparmio di peso tra il design in alluminio alleggerito con foratura ed il design non alleggerito in acciaio.

L'alleggerimento si applica anche alle ruote folli, le quali hanno delle percentuali lievemente diverse, ma il risparmio di peso è comunque molto alto.

I risultati dell'alleggerimento sono indicati in Tabella 57.

passo_m	7	-
spess_m	10	mm

p_steel	0.00786	g/mm ³
p_all	0.0027	g/mm ³

RUOTA 4

A_ext	11594.2	mm ²	A_int	8103.935	mm ²	A_hub	804.2477	mm ²
Vol_ext	115942.4	mm ³	Vol_int	81039.35	mm ³	Vol_hub	8042.477	mm ³
			Vol_int2	40519.67	mm ³			
D_p	121.5	mm	Peso 1	848.1	g	full steel		
D_p_in	106.5	mm	Peso 2	320.5	g	steel-alluminum		
D_int_in	32	mm						

Alleggerimento percentuale

D_out	72	mm
D_in	44	mm

P2	62.2	%	di peso in meno rispetto al full steel
-----------	------	---	--

Alleggerimento tramite fori e corpo ruota sottile

A_Hole	428.375	mm ²	A1	7197.4	mm ²
N_Holes	8	-	A2	3770.4	mm ²
s_corpo	5	mm	offset	5	mm

di quanto diminuisce lo spessore

Vol_hole	2141.875	mm ³
-----------------	----------	-----------------

Vol_new	50245.29	mm ³
----------------	----------	-----------------

P_new1	394.928	g	pes full steel con fori
P_new2	274.2631	g	peso bi-materiale + holes

P3	53.43	%	alleggerimento steel-steel + holes
P4	14.43	%	alleggerimento steel_alluminum + holes
P5	67.66	%	alleggerimento completo

Tabella 57, Alleggerimento Ruota Folle

In questo caso vengono indicati tutti i risparmi di peso, sia considerando il design in acciaio alleggerito e non, sia considerando il design in alluminio alleggerito e non.

Una soluzione di progettazione Bi-Materiale consiste anche nell'utilizzo di materiali compositi come ad esempio il carbonio.

Dallo studio di tesi magistrale sulla costruzione di ruote dentate con cartella in materiale composito [6] se ne deduce che il materiale composito possiede delle caratteristiche strutturali molto più alte, con un peso molto ridotto, rispetto alla realizzazione delle componenti in alluminio o acciaio.

I benefit dell'utilizzo di materiale composito si rifanno inoltre all'aumento della resistenza delle componenti, diminuzione di peso e ad un aumento delle prestazioni vibrazionali, parametro fondamentale per l'eccitazione di ingranamento e l'emissione sonora che ne deriva.

Nel caso del progetto studiato per la distribuzione motore, l'utilizzo di materiale composito non viene approfondito per una questione di costi di materiali e produzione. Il fine ultimo del progetto infatti è proprio quello della realizzazione fisica del sistema e l'implementazione sul sistema motore già presente.

5.1.3 Progettazione in Additive Manufacturing

Un'altra soluzione all'avanguardia che permetterebbe di migliorare le prestazioni delle ruote in termini di peso, ma anche di emissione sonora, è la tecnica di progettazione della cartella in additive manufacturing.

Questo principio prevede la progettazione delle componenti esclusa la dentatura. Infatti le tecniche di additive non sono ancora al livello della manifattura standard in termini di precisione, resistenza strutturale ed usura, ma permettono di costruire componenti dotate di forme non producibili nemmeno con tecniche di fonderia, come ad esempio sottosquadri particolarmente complessi.

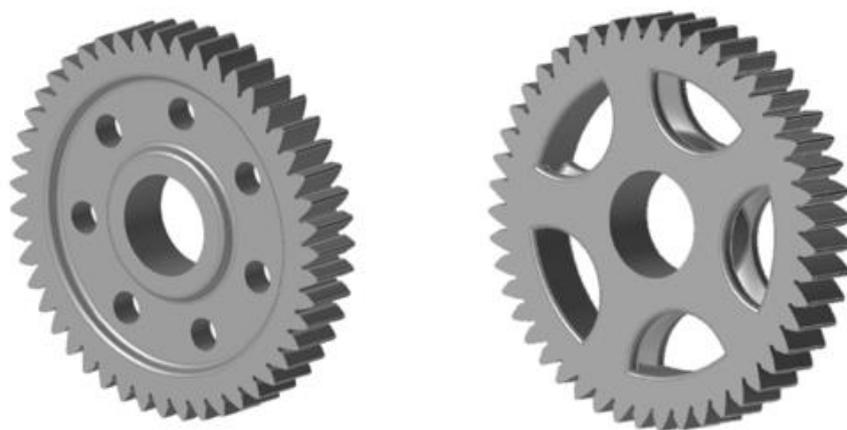


Figura 60, Ruota Tradizionale (sx) e Ruota AM (dx)

L'utilizzo dell'Additive Manufacturing come metodo costruttivo inoltre migliora il sistema da un punto di vista vibrazionale. È possibile dimostrare attraverso un'analisi modale come sia possibile ridurre le vibrazioni della ruota solamente modellando la cartella in modo tale da contrastare tale comportamento.

Dallo studio di tesi magistrale sulla potenzialità della fabbricazione additiva per la manifattura delle ruote dentate [7], dalla quale si estrapolano le ruote in Figura 60, si dimostra che la ruota in Additive Manufacturing possiede una rigidità strutturale maggiore di quella tradizionale nonostante l'asportazione di materiale. Questo migliora le prestazioni vibrazionali, che sono alla base dell'eccitazione di ingranamento e di conseguenza dell'emissione sonora.

Nonostante questa tecnica porti, apparentemente, solo vantaggi al progetto della distribuzione, considerando anche la natura delle forze in gioco che sono relativamente basse, non viene considerata come attuabile nella pratica.

Il problema principale dell'Additive Manufacturing infatti sono i costi di produzione. Se per un progetto prototipale la realizzazione in Additive potrebbe

essere competitiva anche in termini di costi, per una produzione in serie si avrebbero dei costi di realizzazione estremamente più alti, insostenibili ed insensati.

Proprio per quest'ultimo motivo, non si approfondisce la progettazione per Additive Manufacturing in quanto non risulta essere pratica al fine di produzione delle componenti designate.

5.2 Ancoraggio ed Accessori

Il sistema di ancoraggio prevede la progettazione degli alberi per la ruota doppia e le ruote folli che andranno fissati sul basamento.

Gli accessori comprendono la scelta dei cuscinetti e la gestione dei getti di lubrificazione.

5.2.1 Sistema di Ancoraggio

La definizione del sistema si suddivide in due parti principali:

- Studio del basamento
- Progettazione degli alberi

Lo studio del basamento si riferisce allo studio delle componenti sulla superficie del basamento così da posizionare le colonne di ancoraggio (sulle quali saranno effettuati i fori per le viti di ancoraggio) nella posizione più consona e senza influire sul corretto funzionamento del motore.

La progettazione dell'albero per le ruote invece deve essere tale da sostenere le spinte radiali delle ruote e, nel caso della ruota doppia, di contribuire alla lubrificazione dei cuscinetti.

Innanzitutto vengono definiti quindi i punti in cui le colonne vengono collocate:

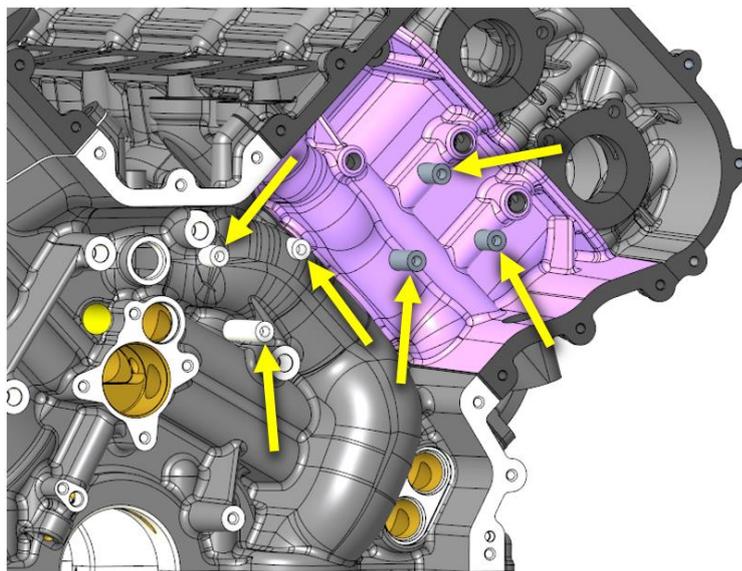


Figura 61, Punti di Ancoraggio

L'ancoraggio della ruota doppia invece segue il precedente sistema di ancoraggio, di conseguenza non è stato necessario ridefinire le colonne ad hoc.

Successivamente vengono quindi progettati gli alberi:

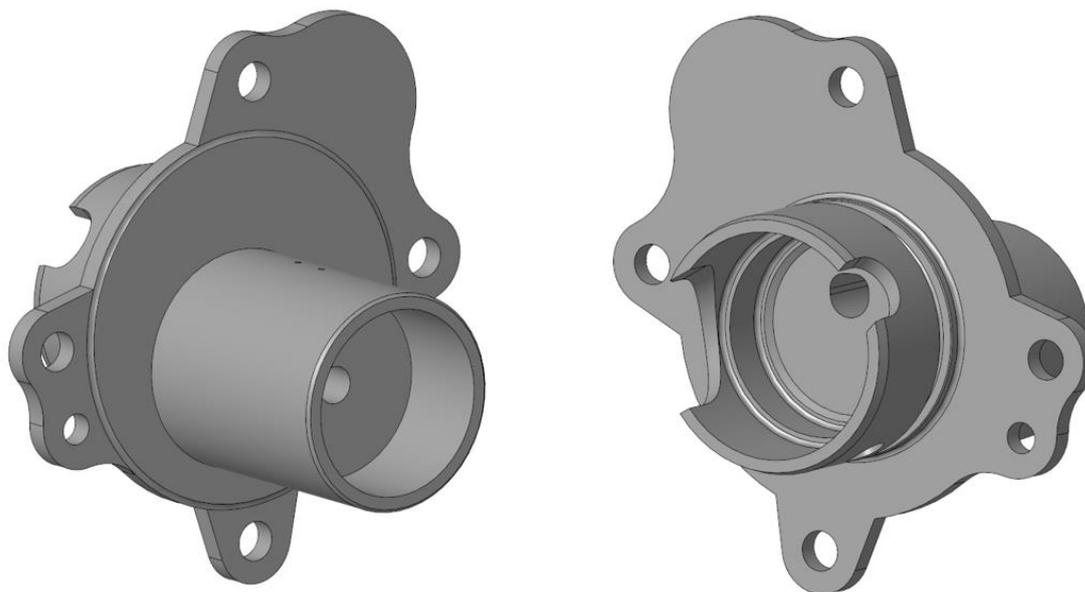


Figura 62, Ancoraggio Ruota Doppia, vista fronte (sx) e retro (dx)

Come mostrato in Figura 62 il sistema di ancoraggio della ruota doppia prevede l'utilizzo di 4 viti di fissaggio più una spina (di fianco alla vite di sinistra nella vista fronte) la quale, essendo fissata per interferenza non permette all'albero di ruotare. La rotazione del sistema, in questo caso, provocherebbe uno spostamento che porterebbe fuori asse l'albero disallineando la ruota doppia rispetto alle altre ruote.

La forma della parte posteriore del supporto inoltre ha la funzione di tappo per il circuito dell'olio, mentre la parte posteriore viene inserita all'interno del circuito olio assicurandosi che la sagomatura non intralci la fluido-dinamica del circuito.

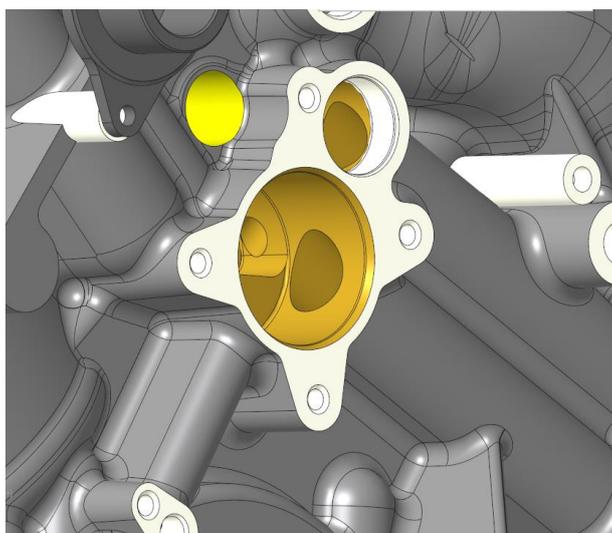


Figura 63, Circuito Olio

L'albero ha anche una funzione di lubrificazione dei cuscinetti:

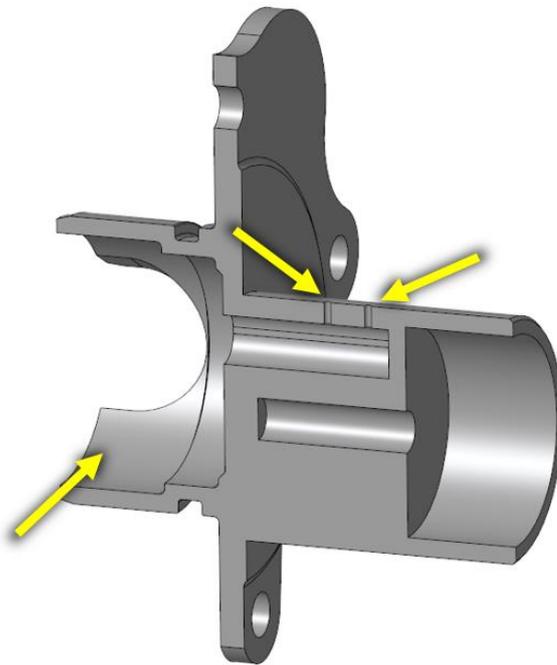


Figura 64, Ancoraggio Ruota Doppia - lubrificazione e fissaggio

I due fori indicati in Figura 64 permettono all'olio, derivante dalla camera sulla sinistra indicata anch'essa da una freccia, di fluire attraverso di essi fino ai cuscinetti. Il diametro dei fori inoltre, essendo molto piccolo ($\Phi = 1\text{mm}$), non incide sulla fluidodinamica del circuito olio.



Figura 65, Ancoraggio Ruote Folli

In Figura 65 viene mostrato l'ancoraggio delle ruote folli, per le quali non è importante l'utilizzo di spine in quanto l'albero è centrato rispetto alle tre viti.

Per far sì che le ruote non si muovano assialmente sull'albero, si prevede un sistema di fissaggio iperstatico.

Questo prevede l'utilizzo di viti prigioniere che facciano presa da una parte sul basamento e dall'altra sul coperchio, per assicurare che la ruota sia a contatto da entrambi i lati contando sulla capacità di deformazione del coperchio stesso.

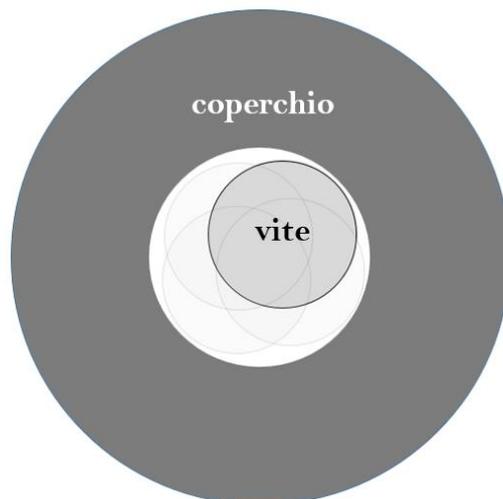


Figura 66, Fori sul coperchio per il centraggio delle viti

In Figura 66 viene mostrato come il foro sul coperchio sia di dimensioni molto maggiori rispetto alla dimensione della vite. Questo per evitare che delle imprecisioni di manifattura del coperchio o dei basamenti non permetta il collegamento delle viti prigioniere con il coperchio a causa di disallineamenti.

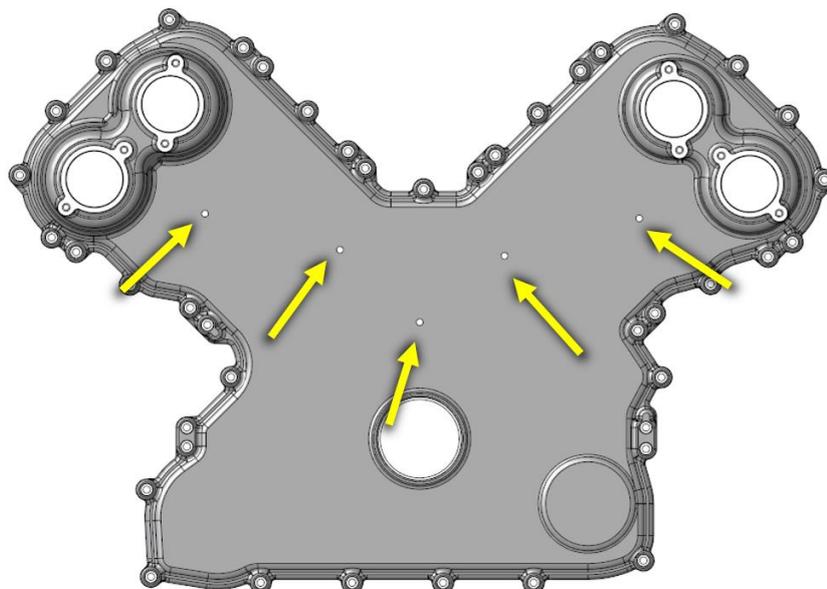


Figura 67, Fori di accoppiamento sul coperchio

In Figura 67 vengono mostrati i fori sui quali il coperchio si deforma assicurando il contatto in tutti i punti con la ruota.

Per evitare che il coperchio in alluminio venga in contatto con la ruota in acciaio durante la rotazione, causando usura sul coperchio non trascurabile, si dota le componenti della ruota di una boccia in acciaio che rimane statica a contatto con il coperchio.

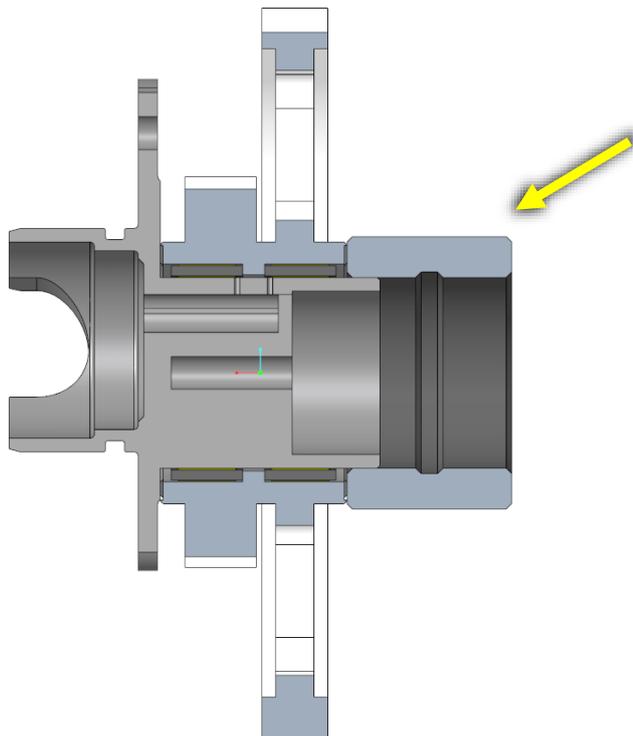


Figura 68, Componenti Ruote, Boccia

Gli alberi inoltre devono sostenere le spinte date non solo dal peso delle ruote, nonostante questo sia molto ridotto, ma anche dalla spinta radiale data dall'ingranamento.

Angolo di pressione

Ruote 1-2	17°	deg2rad	0.29670597 rad
Ruote 3-6	16°	deg2rad	0.27925268 rad

Forze

Ruota motore

F12_tan	854.0282 N
F12_tot	893.0503 N
F12_rad	261.1026 N

Ruote folli

F345_tan	822.3975 N
F345_tot	855.5397 N
F345_rad	235.8187 N

Aspirazione

F56_1_tan	258.9371 N
F56_1_tot	269.3721 N
F56_1_rad	74.24903 N

Scarico

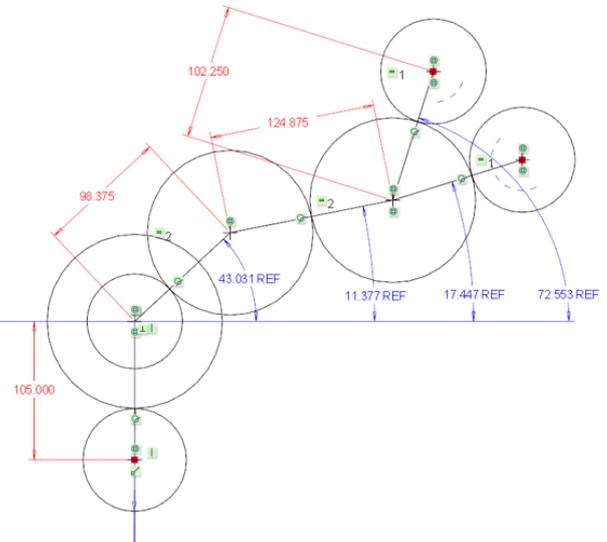
F56_2_tan	563.4604 N
F56_2_tot	586.1675 N
F56_2_rad	161.5697 N

Angoli tra le ruote

Ruote 1-2	90°	deg2rad	1.570796 rad
Ruote 3-4	43.031°	deg2rad	0.751033 rad
Ruote 4-5	11.377°	deg2rad	0.198566 rad
Ruote 5-6_1	17.447°	deg2rad	0.304508 rad
Ruote 5-6_2	72.553°	deg2rad	1.266289 rad

Forze radiali

F1_z	-261.10 N	F1	261.10 N
F1_x	0.00 N		
F23_z	-60.74 N	F23	60.74 N
F23_x	0.00 N		
F4_z	114.40 N	F4	128.63 N
F4_x	-58.81 N		
F5_z	-129.88 N	F5	171.44 N
F5_x	111.91 N		



Torsione Ruota 23

d	0.0125 mm
F2	261.1026 N
F3	235.8187 N
R23	25.28393 N
T23	3.105758 Nm

Tabella 58, Calcolo delle spinte sugli alberi

Lo studio tiene di conto dell'angolo di pressione delle ruote in modo tale da indirizzare correttamente la forza scambiata dai denti.

Si ha inoltre l'indicazione del momento torcente che agisce sull'albero della ruota doppia, dato dalla differenza tra la forza sulle ruote che ingranano rispettivamente con la ruota all'albero motore e con la prima delle ruote folli.

Dai dati mostrati in Tabella 58 si può verificare quanto siano basse le spinte sugli alberi, così come il momento agente sulla ruota doppia. Un'analisi FEM sarebbe quindi inutile a prescindere che gli alberi siano prodotti in acciaio o in alluminio.

5.2.2 Scelta dei Cuscinetti

La scelta dei cuscinetti viene fatta considerando:

- Ingombro assiale
- Ingombro radiale
- Resistenza a fatica

Si ha innanzitutto la questione dell'ingombro.

Uno dei principali motivi per il quale l'opzione della cascata a denti elicoidali è stata scartata è proprio l'ingombro delle componenti che sostengono le spinte assiali delle ruote.

Per questo motivo si cerca delle componenti che siano il meno ingombranti possibile e di conseguenza si scelgono dei cuscinetti a rullini o a corona singola di sfere.

Analizzando però il carico sostenibile dai cuscinetti a corona singola di sfere, si verifica che la resistenza di quest'ultimi sarebbe troppo bassa, portando ad usura troppo repentina se non a rottura del componente.

Considerando quindi tutti questi fattori, si selezionano dei cuscinetti a rullini.

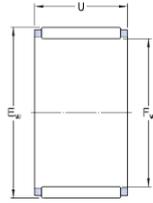


Figura 69, Cuscinetto a Rullini

In Figura 69 è mostrato la tipologia di cuscinetti scelta, la quale possiede una gabbia che mantiene in posizione i rullini, ma non contribuisce in alcun modo alla lubrificazione in quanto i rullini rotolano direttamente sul metallo dell'albero e della ruota.

Le caratteristiche tecniche dei rullini scelti sono:

Specifiche tecniche



DIMENSIONI

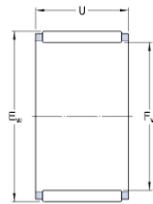
F_w	35 mm	Diametro sotto i rulli
E_w	40 mm	Diametro esterno riempimento rulli
U	13 mm	Larghezza gruppo rullini e gabbia

DATI DI CALCOLO

C	15.4 kN	Coefficiente di carico dinamico
C_0	28 kN	Coefficiente di carico statico di base
P_u	3.25 kN	Carico limite di fatica
	12 000 r/min	Velocità di riferimento
	13 000 r/min	Velocità limite

Figura 70, Dati Tecnici cuscinetti Ruota Doppia

Specifiche tecniche



DIMENSIONI

F_w	30 mm	Diametro sotto i rulli
E_w	34 mm	Diametro esterno riempimento rulli
U	13 mm	Larghezza gruppo rullini e gabbia

DATI DI CALCOLO

C	11.9 kN	Coefficiente di carico dinamico
C_0	22 kN	Coefficiente di carico statico di base
P_u	2.55 kN	Carico limite di fatica
	14 000 r/min	Velocità di riferimento
	15 000 r/min	Velocità limite

Figura 71, Dati Tecnici cuscinetti Ruote Follie

Le specifiche tecniche indicate in Figura 70 e Figura 71 si riferiscono ai cuscinetti SKF [8] scelti per il Design Finale.

Per la ruota doppia sono necessari due cuscinetti, per le ruote follie ne basta solamente uno. L'applicazione di un solo cuscinetto non influisce sulla stabilità del sistema in quanto le spinte da sostenere sono esclusivamente radiali.

5.3 Lubrificazione

Le tipologie di lubrificazione usualmente utilizzate sono principalmente 3:

- A bagno d'olio
- A completa immersione
- A carter umido

“A bagno d'olio” è un sistema di lubrificazione che prevede l'immersione parziale del sistema di ingranaggi nel fluido lubrificante, si prevede solitamente su sistemi ad assi orizzontali (come nel caso della distribuzione).

“A completa immersione”, il quale corrisponde al metodo a bagno d'olio, ma si ha completa immersione nel fluido.

“A carter umido” che invece prevede un livello dell'olio minore del necessario per la corretta lubrificazione, ma include anche dei getti supplementari che aiutino il sistema nella lubrificazione dove necessario.

Nel caso della distribuzione si sfrutta il sistema a carter umido, con implementazione quindi dei getti.

Generalmente il getto d'olio viene direzionato tangenzialmente al punto di applicazione che corrisponde al punto primitivo di funzionamento. Viene inoltre suddiviso spesso in un getto all'ingresso di ingranamento (into-mesh) oppure un getto al recesso (out-of-mesh), in alcuni casi anche in entrambi i punti.

Nel nostro caso, si propone che i getti di lubrificante vengano direzionati tali per cui il getto arrivi radialmente alle due ruote dentate.

La direzione radiale permette infatti con la minima pressione del getto di ottenere una maggior profondità di contatto dell'olio sui fianchi dei denti [9].

La scelta deriva dal fatto che le alte velocità di rotazione della cascata, che nei punti vicino al limitatore raggiunge fino a 9000 rpm, e la differenza di dimensione in alcuni degli accoppiamenti, come ad esempio gli accoppiamenti tra Ruota 1 e Ruota 2 di rispettivamente 39 e 65 denti, potrebbe rendere difficoltosa la corretta formazione del film di lubrificante tra i fianchi dei denti, e provocare quindi eccessiva emissione sonora dall'attrito generato, nonché una riduzione della capacità di raffreddamento dell'ingranamento, che di per se si trova in un ambiente a temperatura relativamente elevata ($T = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$).

La lubrificazione si applica anche ai cuscinetti a rullini delle ruote folli, esclusa quindi la ruota doppia, la quale ha un proprio sistema di lubrificazione.

Un esempio di getto per lubrificazione è mostrato in Figura 72.

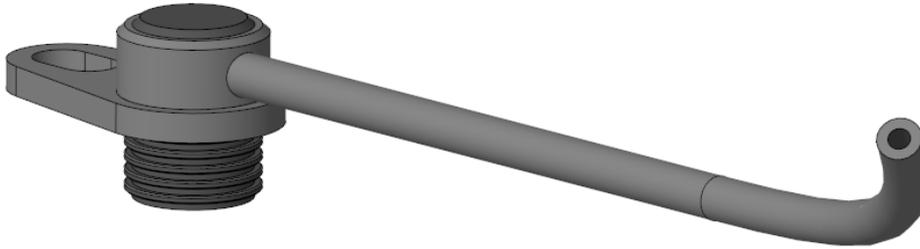


Figura 72, Getto di Lubrificazione

Con delle caratteristiche tecniche scelte per svolgere correttamente le simulazioni di efficienza indicate in Tabella 59.

Q	1.8 l/min
Q'	30000 mm ³ /s
D_ugello	1.5 mm
A_ugello	1.77 mm ²
v	16976.53 mm/s
v'	16.98 m/s

Tabella 59, Getto di Lubrificazione - Dati Tecnici

Il sistema di lubrificazione inoltre sfrutta la rotazione della ruota doppia per distribuire una nube d'olio all'interno del carter distribuzione.

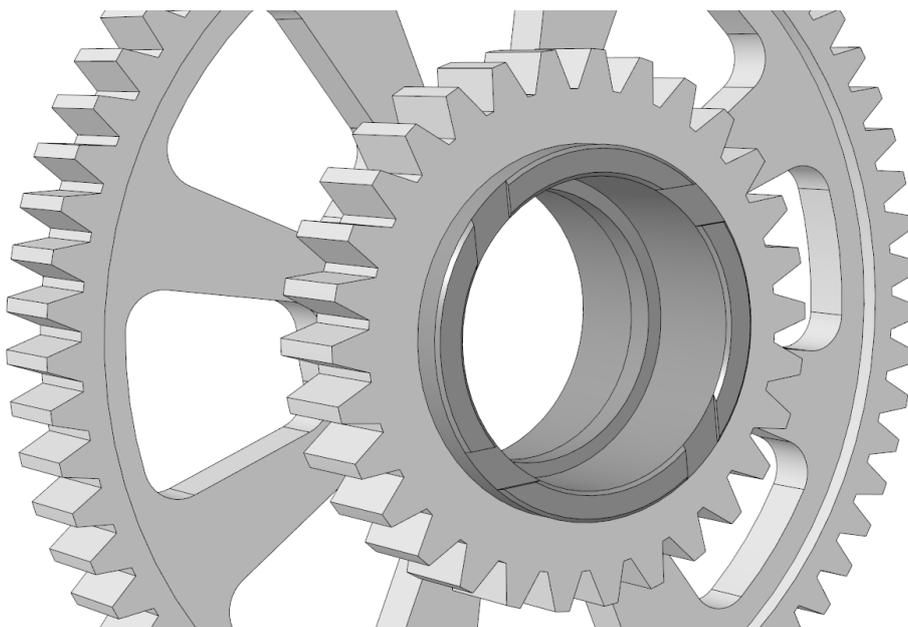


Figura 73, Ruota Doppia - Lubrificazione

Come mostrato in Figura 73, le scanalature trasversali presenti sulla ruota doppia sfruttano la lubrificazione dei cuscinetti a rullini per espellere l'olio all'esterno, creando una nube d'olio.

La nube quindi contribuisce alla lubrificazione dell'intero sistema.

6 CONCLUSIONI

Il progetto di tesi si è concluso con successo, riuscendo nella corretta progettazione di un sistema di distribuzione a bassa emissione sonora.

Partendo dallo studio del design preesistente, si sono adattate le caratteristiche del nuovo design al già definito motore ed infine si è progettato in modo efficace un profilo tale per cui l'emissione sonora generale del sistema risulta essere molto bassa.

I metodi di progettazione utilizzati hanno preso in considerazione parametri che vengono usualmente valorizzati nella progettazione di dentature (Specific Sliding e Contact Ratio) e, dopo averne appreso gli effetti e le caratteristiche, si sono sfruttati per designare un profilo ad hoc mirato all'emissione sonora ridotta.

Ai test sonori si sono affiancati con successo le analisi strutturali della dentatura, che risulta quindi essere idonea alla realizzazione, ipotizzando condizioni di funzionamento a favore di sicurezza.

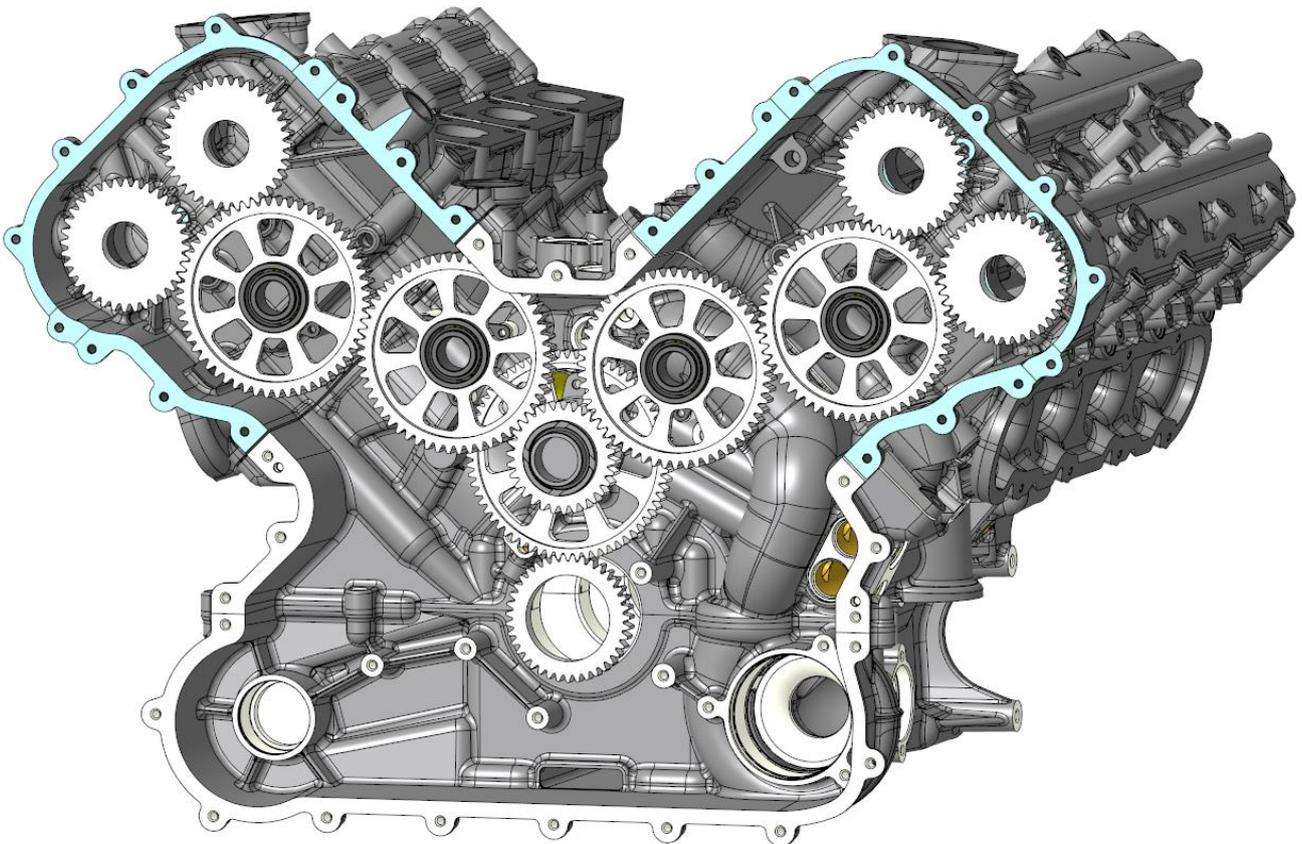


Figura 74, Implementazione del Design Finale

Lo studio di questa distribuzione non ha approfondito il concetto di micro-geometria in quanto quest'ultima non sarebbe stata utile allo scopo ultimo del progetto per i motivi già esposti nel capitolo 2.4.2 Modifiche Micro-Geometriche, ma nonostante ciò si dedica un capitolo alla sensibilità dell'emissione sonora alle modifiche micro-geometriche svolto su commissione per una trasmissione Ferrari. Vedi APPENDICE A, Sensibilità alla Micro-Geometria

La progettazione del sistema si è svolta studiando un sistema privo di elementi aleatori come gli errori di manifattura. Per questo motivo si analizza in APPENDICE B, Errori di Manifattura l'effetto che gli errori più comuni, come la variazione di interasse e di passo singolo, hanno sull'emissione sonora.

L'appendice non analizza l'errore sulla micro-geometria poiché nella stragrande maggioranza dei casi, la micro-geometria riesce a rientrare nelle tolleranze richieste, non risultando quindi come errore sebbene essa sia diversa dal valore nominale. Il comportamento alla variazione viene inoltre già affrontato nell'appendice precedente.

La variazione di micro-geometria e l'errore di manifattura sono in certi casi estremamente difficili da limitare/eliminare, per questo motivo un approfondimento si vede necessario.

7 APPENDICE A, Sensibilità alla Micro-Geometria

L'obiettivo dell'Appendice A è quello di analizzare come la dentatura di una ruota dentata reagisce alla presenza ed alla variazione della micro-geometria applicata alla zona di testa, di piede ed al fianco lungo la fascia dente o "crowning".

La dentatura elicoidale analizzata è appartenente ad una trasmissione prodotta da Ferrari. In particolare uno degli accoppiamenti facenti parte della trasmissione deve passare da una dentatura a z19z28 denti ad una z20z27 denti. Nel fare ciò si deve mantenere lo stesso creatore, mantenendo quindi la stessa micro-geometria del profilo.

Lo studio quindi analizza la dentatura z20z27 considerando delle modifiche alla suddetta micro-geometria per verificare quanto una modifica influisca sulle prestazioni dell'accoppiamento in termini di emissione sonora (ΔTE), strisciamenti tra i fianchi dei denti (Specific Sliding) e coefficiente di ricoprimento sotto carico ($\epsilon_{\nu L}$). Si analizza inoltre il Pattern di Contatto sotto carico.

Si definiscono quindi i dati utilizzati per testare la dentatura:

Modifiche Micro-Geometriche			Test Confronto z19z28 - z20z27																																																					
b_z20	15	mm	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="5">Modifiche Micro-Geometriche</th> </tr> <tr> <th></th> <th>min</th> <th>int</th> <th>max</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Testa</td> <td>8</td> <td>15</td> <td>19</td> <td>μm</td> </tr> <tr> <td>Piede</td> <td>7</td> <td>14</td> <td>17</td> <td>μm</td> </tr> <tr> <td>Crowning</td> <td>6</td> <td>9</td> <td>12</td> <td>μm</td> </tr> <tr> <td>F1</td> <td>0.5</td> <td>0.5</td> <td>0.5</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>F2_z19z20_min</td> <td>0.0133</td> <td>0.0133</td> <td>0.0133</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>F2_z28z27_min</td> <td>0.0143</td> <td>0.0143</td> <td>0.0143</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>F2_z19z20_max</td> <td>0.0667</td> <td>0.0667</td> <td>0.0667</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>F2_z28z27_max</td> <td>0.0714</td> <td>0.0714</td> <td>0.0714</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table>				Modifiche Micro-Geometriche						min	int	max		Testa	8	15	19	μm	Piede	7	14	17	μm	Crowning	6	9	12	μm	F1	0.5	0.5	0.5	-	F2_z19z20_min	0.0133	0.0133	0.0133	-	F2_z28z27_min	0.0143	0.0143	0.0143	-	F2_z19z20_max	0.0667	0.0667	0.0667	-	F2_z28z27_max	0.0714	0.0714	0.0714	-
Modifiche Micro-Geometriche																																																								
	min	int					max																																																	
Testa	8	15					19	μm																																																
Piede	7	14					17	μm																																																
Crowning	6	9					12	μm																																																
F1	0.5	0.5					0.5	-																																																
F2_z19z20_min	0.0133	0.0133					0.0133	-																																																
F2_z28z27_min	0.0143	0.0143					0.0143	-																																																
F2_z19z20_max	0.0667	0.0667					0.0667	-																																																
F2_z28z27_max	0.0714	0.0714	0.0714	-																																																				
b_z27	14	mm																																																						
[μm]	min	max																																																						
Testa	8	19																																																						
	progressiva, corta qualità 6																																																							
[μm]	min	max																																																						
Piede	7	17																																																						
	progressiva, corta qualità 6																																																							
[μm]	min	max																																																						
Crowning	6	12																																																						
z20																																																								
b_z20	15	mm																																																						
	min	max																																																						
toll	0.2	1																																																						
fattore 1	0.5																																																							
fattore 2	0.0133	0.0667																																																						
z27																																																								
b_z27	14	mm																																																						
	min	max																																																						
toll	0.2	1																																																						
fattore 1	0.5																																																							
fattore 2	0.0143	0.0714																																																						
Coppia	215	Nm																																																						
Velocità	3000	rad/s																																																						
Test 1	Confronto z19z28 con z20z27, Toll Nom																																																							
	Testa	Piede	Crown																																																					
Test 2	8	7	6	μm																																																				
Test 3	15	14	9	μm																																																				
Test 4	19	17	12	μm																																																				
	mod	F2_z20	F2_z27																																																					
Test 5	nominale	0.0133	0.0143	-																																																				
	nominale	0.0667	0.0714	-																																																				
Test 6	Confronto errore interasse, int ± 0.015 mm																																																							
Test 7	Confronto errore di passo, err = 10 μm																																																							

Tabella 60, APPENDICE A, Dati di Testing

In Tabella 60 sono indicati i test effettuati per la sensibilità alla micro-geometria, che vanno dal Test 1 al Test 5.

Il Test 1 confronta la dentatura z19z28 con quella z20z27, studiando i parametri sopra citati. I risultati sono i seguenti:

Test 1	z19z28	z20z27	
ΔTE	3.0371	3.0068	μm
Slide	1.5491	1.5711	-
ey_ul	2.4842	2.4842	-

Tabella 61, APPENDICE A, Confronto z19z28 - z20z27

Con i pattern di contatto che mostrano inoltre la nuova distribuzione di carico derivante dall'ingranamento con numero di denti diverso.

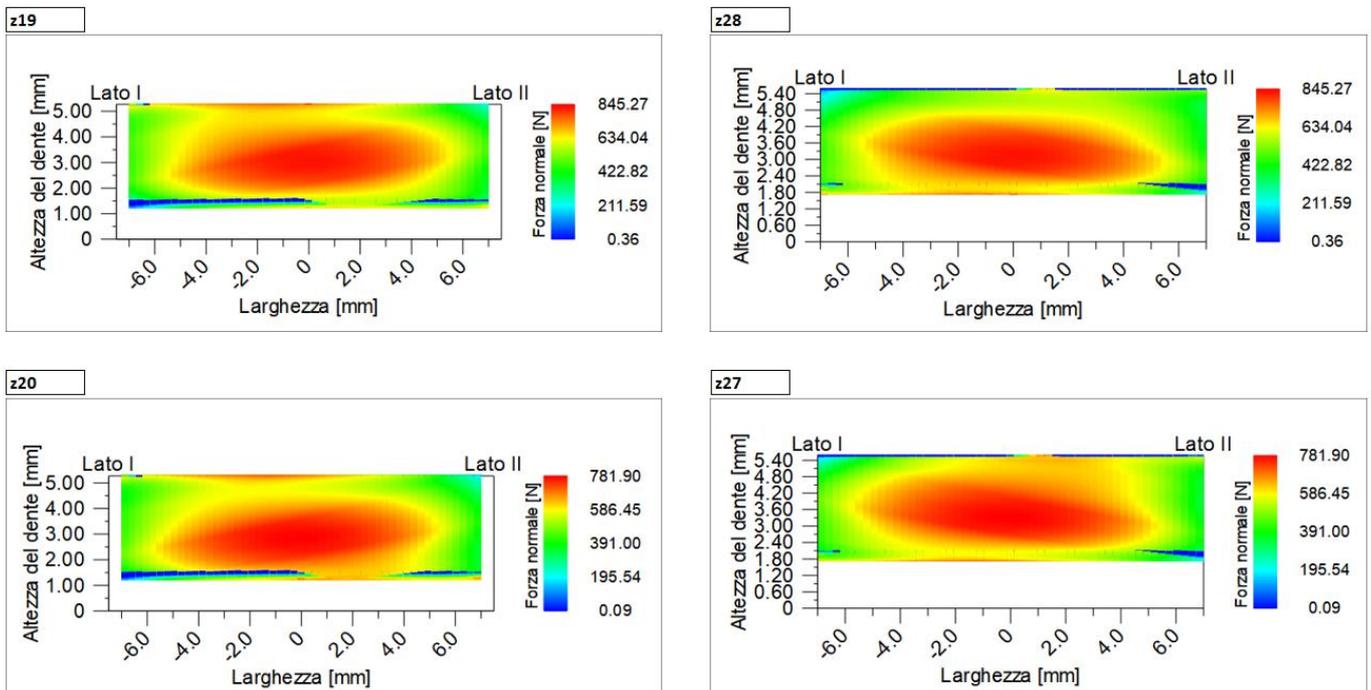


Figura 75, APPENDICE A, Pattern di Contatto - z19z28 e z20z27

Dal Test 2 al Test 4 invece, si analizza la variazione della micro-geometria ed i suoi effetti.

Durante i test si varia la micro-geometria tra il valore nominale di tolleranza $Toll_{testa} = 8 \mu\text{m}$, $Toll_{piede} = 7 \mu\text{m}$ e $Toll_{crowning} = 6 \mu\text{m}$ fino al valore di tolleranza massimo imposto a disegno tale per cui $Toll_{piede} = 19 \mu\text{m}$, $Toll_{piede} = 17 \mu\text{m}$, $Toll_{crowning} = 12 \mu\text{m}$, prendendo un valore intermedio.

Test 2	z20z27		Test 3	z20z27		Test 4	z20z27	
ΔTE	3.0068	μm	ΔTE	3.6393	μm	ΔTE	4.4532	μm
Slide	1.5711	-	Slide	1.5712	-	Slide	1.5712	-
ϵy_{uL}	2.4842	-	ϵy_{uL}	2.4526	-	ϵy_{uL}	2.4211	-

Tabella 62, APPENDICE A, Confronto Test 2-3-4

In Tabella 62 sono indicati i valori ottenuti dai test effettuati considerando il Test 2 al valore nominale della modifica, Test 3 al valore intermedio e Test 4 al valore di tolleranza massima data dal livello di qualità indicato a progetto (Qualità 6).

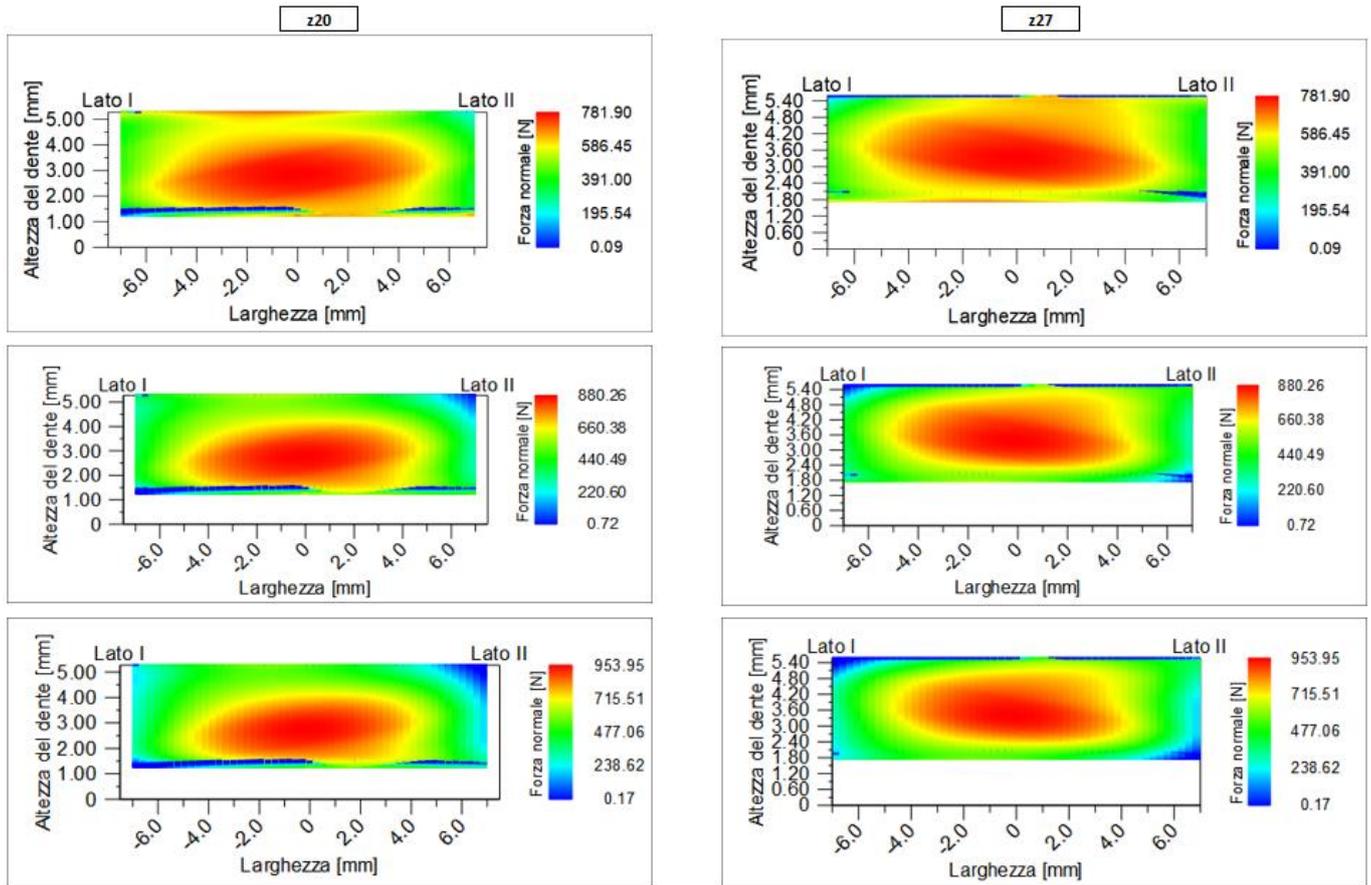


Figura 76, APPENDICE A, Confronto Pattern 2-3-4

Come si vede in Figura 76 il cambio di micro-geometria influisce non solo sull'emissione sonora data dal ΔTE , che discostandosi dal valore nominale aumenta da $\Delta TE_1 = 3.0068 \mu\text{m}$ a $\Delta TE_3 = 4.4532 \mu\text{m}$, ma aumenta anche la forza

che sul pattern di contatto, passando da un punto di massimo di $F_1 = 781.9$ N ad un $F_3 = 953.95$ N.

In particolare, per la modifica del crowning, si analizza anche la variazione del punto di attacco della modifica:

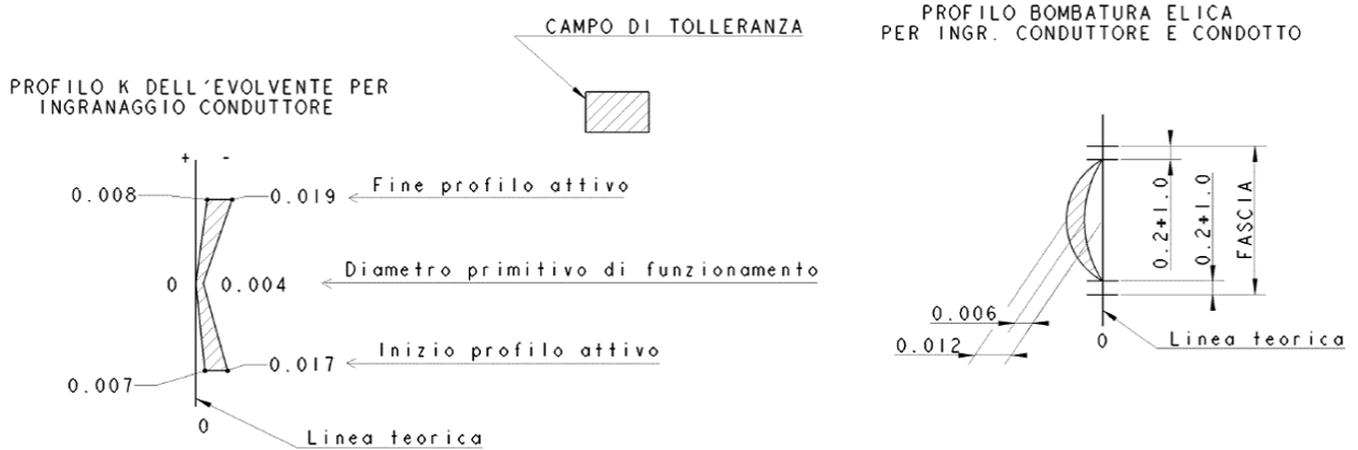


Figura 77, APPENDICE A, Modifiche Micro-Geometriche

Come si vede in Figura 77, sulla destra si trova l'indicazione per la modifica di crowning da effettuare alla dentatura. L'inizio della modifica si individua tra un valore di 0.2 mm ed 1 mm distante dagli estremi della fascia del dente.

Impostando questa variazione nella simulazione si verifica quindi come influisca sui parametri.

Test 5	F2_min	F2_max	
ΔTE	3.0068	3.3752	μm
Slide	1.5711	1.5712	-
ϵy_{uL}	2.4842	2.4737	-

Tabella 63, APPENDICE A, Confronto tra Crowning min e max

I parametri indicati come F_2 min e max sono dei fattori che indicano l'inizio della modifica alla misura indicata sulla fascia del dente.

Ad esempio, nel caso in studio si pone, come indicato in Tabella 60, APPENDICE A, Dati di Testing, un valore per F_2 minimo pari a 0.0133 sulla ruota z20. Come si ricava il Fattore 2 pari a 0.0133:

- La larghezza della fascia è pari a $b_{z20} = 15$ mm
- Il punto di attacco della modifica pari a $6 \mu m$ è pari a $x = 0.2$ mm
- $F_2 = x/b = 0.2/15 = 0.0133$

La variazione porta quindi ad un aumento di ΔTE come anche una modifica del pattern di contatto che incrementa il modulo delle forze distribuite sui fianchi.

Il comportamento è mostrato in Figura 78 dove si ha un evidente restringimento del pattern di contatto.

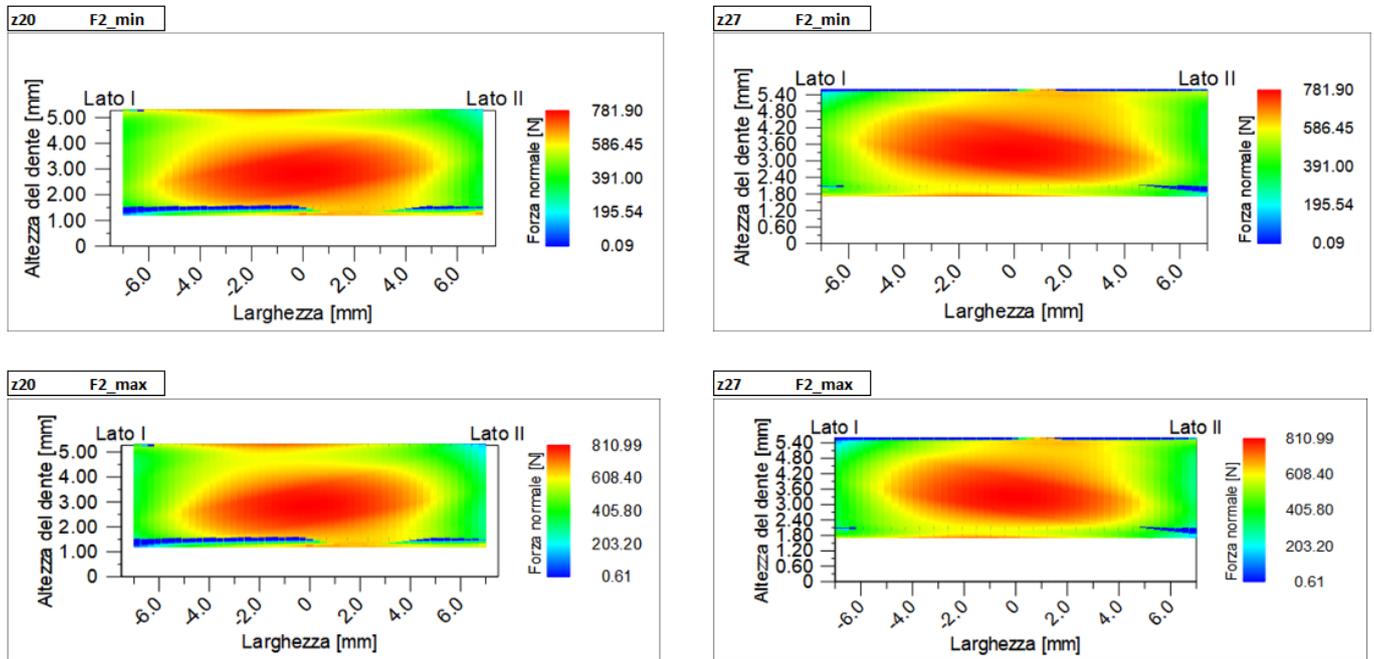


Figura 78, APPENDICE A, Confronto pattern $F_{2_{min}}$ ed $F_{2_{max}}$

8 APPENDICE B, Errori di Manifattura

Gli errori di manifattura vengono considerati tali quando si ha una modifica dei valori di interasse o errori di passo al momento della costruzione fisica della ruota.

Tra gli errori si possono includere anche quelli di micro-geometria, ma il caso analizzato in APPENDICE A, Sensibilità alla Micro-Geometria considera casi per i quali ci si discosta dalla micro-geometria nominale, rimanendo all'interno dell'intervallo di tolleranza. Questo quindi non viene considerato vero e proprio errore.

Modifiche Micro-Geometriche		Test Confronto z19z28 - z20z27			
b_z20	15 mm				
b_z27	14 mm				
[μm]	min	max			
Testa	8	19			
	progressiva, corta qualità 6				
[μm]	min	max			
Piede	7	17			
	progressiva, corta qualità 6				
[μm]	min	max			
Crowning	6	12			
z20					
b_z20	15 mm				
	min	max			
toll	0.2	1			
fattore 1	0.5				
fattore 2	0.0133	0.0667			
z27					
b_z27	14 mm				
	min	max			
toll	0.2	1			
fattore 1	0.5				
fattore 2	0.0143	0.0714			
Modifiche Micro-Geometriche					
	min	int	max		
Testa	8	15	19	μm	
Piede	7	14	17	μm	
Crowning	6	9	12	μm	
F1	0.5	0.5	0.5	-	
F2_z19z20_min	0.0133	0.0133	0.0133	-	
F2_z28z27_min	0.0143	0.0143	0.0143	-	
F2_z19z20_max	0.0667	0.0667	0.0667	-	
F2_z28z27_max	0.0714	0.0714	0.0714	-	
Coppia	215	Nm			
Velocità	3000	rad/s			
Test 1	Confronto z19z28 con z20z27, Toll Nom				
	Testa	Piede	Crown		
Test 2	8	7	6	μm	
Test 3	15	14	9	μm	
Test 4	19	17	12	μm	
	mod	F2_z20	F2_z27		
Test 5	nominale	0.0133	0.0143	-	
	nominale	0.0667	0.0714	-	
Test 6	Confronto errore interasse, int ±0.015 mm				
Test 7	Confronto errore di passo, err = 10 μm				

Tabella 64, APPENDICE B, Dati di Testing

I test in tabella sono gli stessi eseguiti per la sensibilità alla micro-geometria analizzata in APPENDICE A, Sensibilità alla Micro-Geometria, ma in questo caso si prendono in considerazione gli ultimi due test eseguiti: Test 6 e Test 7.

Il Test 6 si propone di indagare la risposta del sistema ad un errore di interasse. Nel caso specifico del test si considera un errore pari a $err_{int} = 0.0150$ mm in negativo ed in positivo.

Nel Test 7 si analizza l'errore di passo singolo pari a $err_{passo} = 10$ μm.

In entrambi i test la micro-geometria viene lasciata invariata dal valore nominale.

Test 6	int -	int nom	int +	
ΔTE	2.9667	3.0068	3.0430	μm
Slide	1.5712	1.5711	1.5712	-
ϵy_{ul}	2.4842	2.4842	2.4842	-

Tabella 65, APPENDICE B, Confronto errore di interasse

Nel caso in studio, l'errore di interasse modifica in maniera estremamente leggera la risposta del sistema all'emissione sonora, diminuendo il ΔTE quando si ha un avvicinamento delle due ruote l'una all'altra, lasciando invariati strisciamenti e ricoprimento.

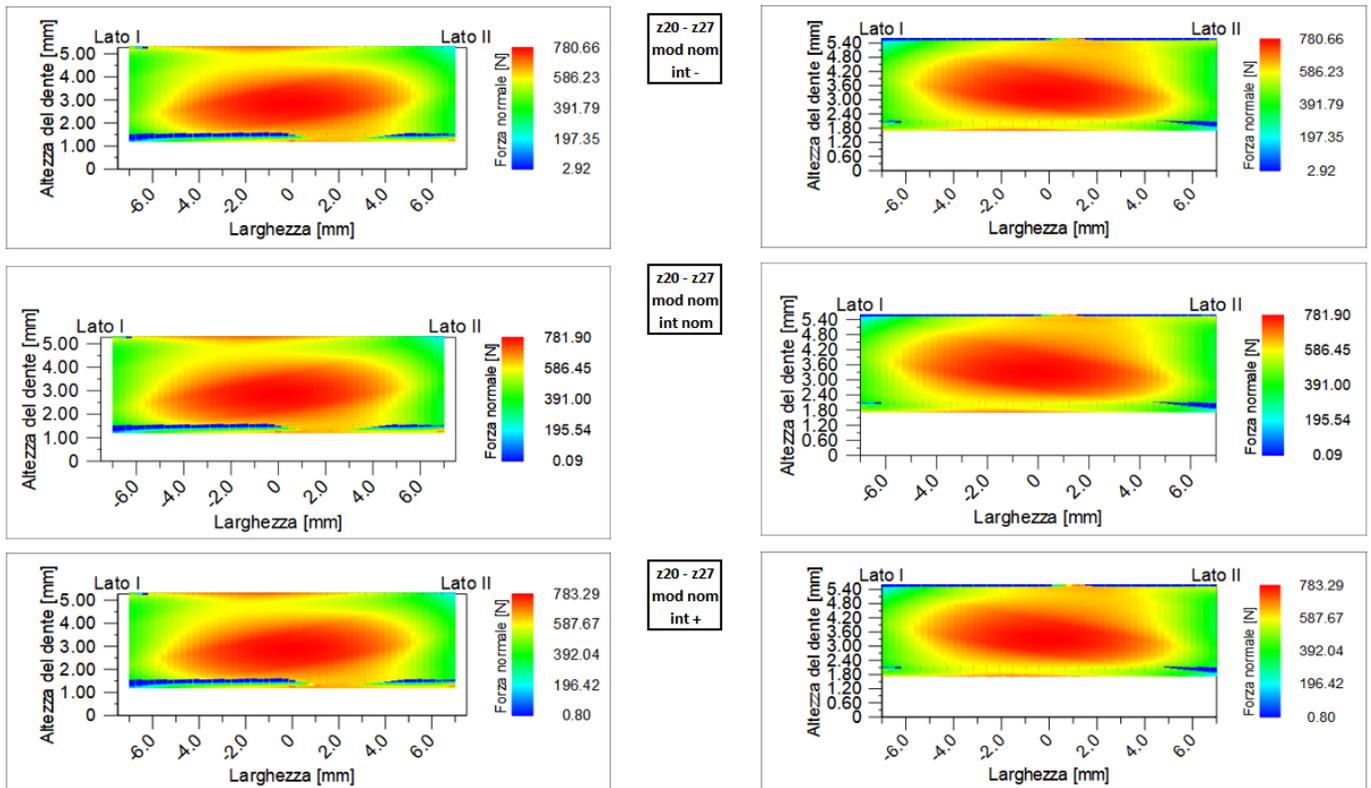


Figura 79, APPENDICE B, Confronto pattern errore di interasse

Nel caso del pattern di contatto si ha un leggero aumento della concentrazione della forza scambiata tra i fianchi, prediligendo un avvicinamento delle ruote piuttosto che un allontanamento.

L'errore di manifattura si rifà anche all'errore di passo singolo. Questo è derivante da un errato distanziamento di uno o più denti l'uno dall'altro, che provoca quindi un aumento o diminuzione del passo nominale.

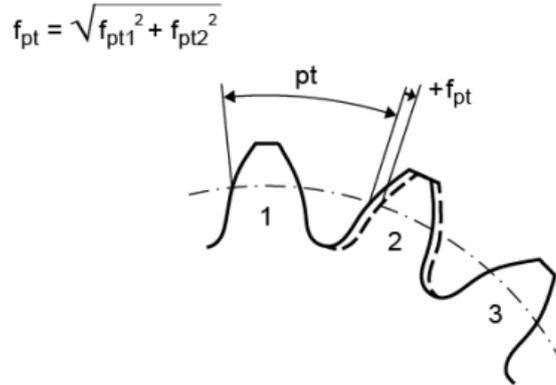


Figura 80, APPENDICE B, Errore di Passo Singolo

In Figura 80 viene mostrato l'errore di passo singolo come $+f_{pt}$ ed in questo caso causa un allontanamento del dente 2 dal dente 1, ma un avvicinamento del dente 2 al dente 3. Impostare quindi un valore di errore positivo analizza l'influenza sia dell'avvicinamento sia dell'allontanamento del dente dal successivo.

Test 7	err 0	err 3	err 5	err 7	err 10	
ΔTE	3.0068	3.4790	3.7996	4.1365	4.6772	μm
Slide	1.5711	1.5711	1.5712	1.5712	1.5712	-
ϵy_{ul}	2.4842	2.4842	2.4632	2.4632	2.4632	-

Tabella 66, APPENDICE B, Confronto Errore di Passo

Come si vede in Tabella 66 si ha un aumento dell'emissione sonora che risponde linearmente con l'aumento di errore di passo sulla dentatura.

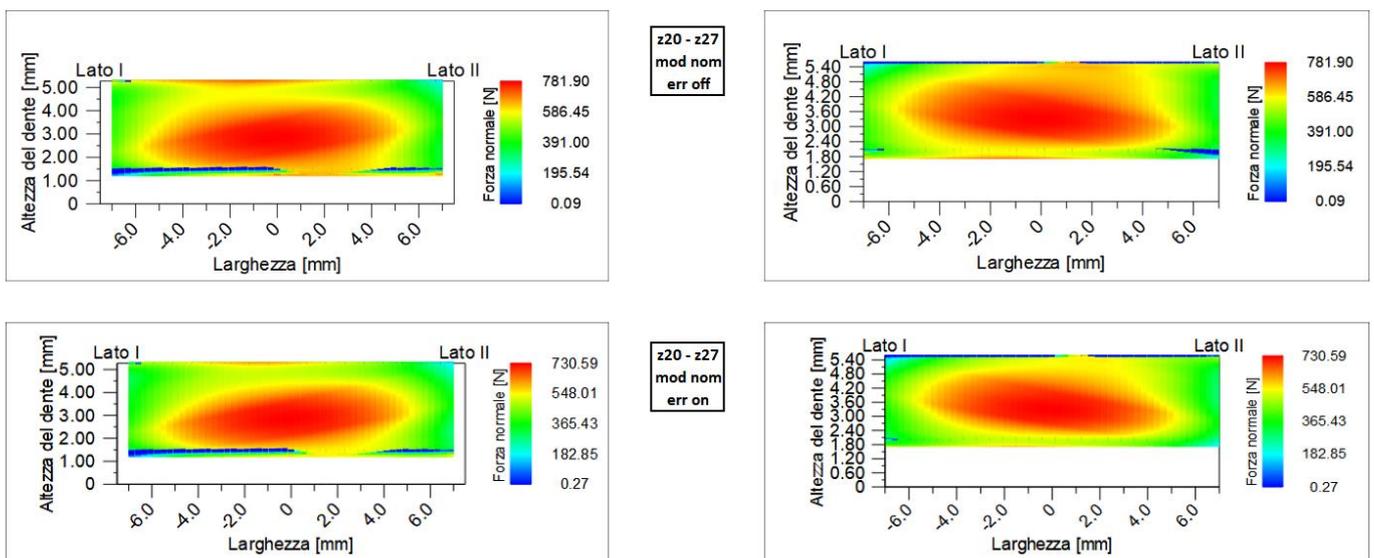


Figura 81, APPENDICE B, Confronto pattern Errore di Passo

Al contrario di ciò che ci si aspetterebbe dall'analisi dei risultati in Tabella 66, si ha una diminuzione della forza nonostante ci sia una distribuzione sul fianco più concentrata. In Figura 81 vengono mostrati i pattern di contatto con la modifica pari al minimo $\text{err} = 0 \mu\text{m}$ ed al massimo con $\text{err} = 10 \mu\text{m}$.

9 INDICE DELLE FIGURE

Figura 1, Ruota Tripla.....	6
Figura 2, Ruota Doppia.....	6
Figura 3, Profilo non modificato	11
Figura 4, Profilo modificato: + Addendum, + Dedendum	11
Figura 5, Profilo modificato: + Addendum, - Dedendum.....	12
Figura 6, Modifiche di Tip Relief (sx), Root Relief (sx) e Flank Crowning (dx) .	13
Figura 7, Profilo con $\alpha = 20^\circ$	14
Figura 8, Profilo con $\alpha = 15^\circ$	14
Figura 9, Design V1, Dati di progetto	18
Figura 10, Design V1', Dati di Progetto	19
Figura 11, Design V2.....	20
Figura 12, Circuito acqua.....	20
Figura 13, Posizionamento ruote folli.....	21
Figura 14, Design V2'.....	21
Figura 15, Distanza ruota folle - circuito acqua	22
Figura 16, Rappresentazione del sistema su KissSys	26
Figura 17, Efficienza del Design V1'.....	27
Figura 18, Efficienza del Design V2'	27
Figura 19, Efficienza del Design V3.....	28
Figura 20, KissSoft - Basic Data.....	33
Figura 21, KissSoft - Strength.....	34
Figura 22, KissSoft - Contact Analysis.....	35
Figura 23, $\Delta T E$ Ruote 1 - 2	36
Figura 24, Emissione Sonora Ruote 1 - 2	36
Figura 25, $\Delta T E$ Ruote 3 - 4.....	38
Figura 26, Emissione Sonora Ruote 3 - 4	38
Figura 27, $\Delta T E$ Ruote 4 - 5.....	39
Figura 28, Emissione Sonora Ruote 4 - 5	39
Figura 29, $\Delta T E$ Ruote 5 - 6.....	40
Figura 30, Emissione Sonora Ruote 5 - 6	40
Figura 31, $\Delta T E$ Ruote 3 - 4 - 5 - 6.....	41
Figura 32, Emissione Sonora Ruote 3 - 4 - 5 - 6	41
Figura 33, Design per la Simulazione	45
Figura 34, KissSoft - Reference Profile.....	47
Figura 35, KissSoft - Tool di simulazione.....	47
Figura 36, KissSoft - Impostazioni del tool	48
Figura 37, Andamento delle coppie istantanee	50
Figura 38, Andamento della coppia risultante	50
Figura 39, Influenza della larghezza dente sul $\Delta T E$	72
Figura 40, Distanza minima post ottimizzazione.....	73
Figura 42, Rappresentazione Design Finale	76

Figura 43, Ruota 1, Area di Contatto 1-2.....	78
Figura 44, Ruota 1, Analisi FEM - Flank Stress 1-2	78
Figura 45, Ruota 1, Analisi FEM - Root Stress 1-2	79
Figura 46, Ruota 2, Area di Contatto 1-2	79
Figura 47, Ruota 2, Analisi FEM - Flank Stress 1-2	80
Figura 48, Ruota 3, Area di Contatto 3-4	81
Figura 49, Ruota 4, Area di Contatto 3-4	81
Figura 50, Ruota 3, Analisi FEM - Flank Stress 3-4	82
Figura 51, Ruota 4, Analisi FEM - Flank Stress 3-4	82
Figura 52, Ruota 4, Area di Contatto 4-5	83
Figura 53, Ruota 5, Area di Contatto 4-5	83
Figura 54, Ruota 4, Analisi FEM - Flank Stress 4-5	84
Figura 55, Ruota 5, Analisi FEM - Flank Stress 4-5	84
Figura 56, Ruota 5, Area di Contatto 5-6	85
Figura 57, Ruota 6, Area di Contatto 5-6	85
Figura 58, Ruota 5, Analisi FEM - Flank Stress 5-6	86
Figura 59, Ruota 6, Analisi FEM - Flank Stress 5-6	86
Figura 60, Alleggerimento Ruota Doppia (sx) e Ruota Folle (dx).....	87
Figura 61, Ruota Tradizionale (sx) e Ruota AM (dx).....	93
Figura 62, Punti di Ancoraggio.....	95
Figura 63, Ancoraggio Ruota Doppia, vista fronte (sx) e retro (dx)	96
Figura 64, Circuito Olio	96
Figura 65, Ancoraggio Ruota Doppia - lubrificazione e fissaggio	97
Figura 66, Ancoraggio Ruote Folli.....	97
Figura 67, Fori sul coperchio per il centraggio delle viti.....	98
Figura 68, Fori di accoppiamento sul coperchio.....	98
Figura 69, Componenti Ruote, Boccola	99
Figura 70, Cuscinetto a Rullini.....	101
Figura 71, Dati Tecnici cuscinetti Ruota Doppia.....	102
Figura 72, Dati Tecnici cuscinetti Ruote Folli	102
Figura 73, Getto di Lubrificazione	104
Figura 74, Ruota Doppia - Lubrificazione	104
Figura 75, Implementazione del Design Finale.....	106
Figura 76, APPENDICE A, Pattern di Contatto - z19z28 e z20z27	109
Figura 77, APPENDICE A, Confronto Pattern 2-3-4.....	110
Figura 78, APPENDICE A, Modifiche Micro-Geometriche	111
Figura 79, APPENDICE A, Confronto pattern $F2_{min}$ ed $F2_{max}$	112
Figura 80, APPENDICE B, Confronto pattern errore di interasse.....	114
Figura 81, APPENDICE B, Errore di Passo Singolo	115
Figura 82, APPENDICE B, Confronto pattern Errore di Passo	115

10 INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1, Confronto di peso tra i due approcci.....	7
Tabella 2, Alleggerimento assiale.....	7
Tabella 3, Calcolo velocità di rotazione.....	24
Tabella 4, Calcolo coppie medie @4000 rpm.....	24
Tabella 5, Dati per le simulazioni.....	25
Tabella 6, Coppie istantanee all'aspirazione.....	31
Tabella 7, Coppie istantanee allo scarico.....	31
Tabella 8, Coppie medie per numero di giri.....	32
Tabella 9, Calcolo delle Velocità di Rotazione.....	32
Tabella 10, Dati Post-Ottimizzazione di α	42
Tabella 11, Coppie massime.....	46
Tabella 12, Esempio di filtraggio e selezione dei risultati.....	49
Tabella 13, Ruote 1 - 2, Profilo A - Specific Sliding.....	53
Tabella 14, Ruote 1 - 2, Profilo A - Dati di Progetto SL.....	53
Tabella 15, Variazione No. Denti nella Ruota 2.....	54
Tabella 16, Variazione di velocità.....	54
Tabella 17, Ruote 3 - 4, Profilo A - Specific Sliding.....	55
Tabella 18, Ruote 3 - 4, Profilo A - Dati di Progetto SL.....	55
Tabella 19, Ruote 4 - 5, Profilo A - Specific Sliding.....	56
Tabella 20, Ruote 4 - 5, Profilo A - Dati di Progetto SL.....	56
Tabella 21, Ruote 5 - 6, Profilo A - Specific Sliding.....	57
Tabella 22, Ruote 5 - 6, Profilo A - Dati di Progetto SL.....	57
Tabella 23, Ruote 1 - 2, Profilo A - Contact Ratio.....	58
Tabella 24, Ruote 1 - 2, Profilo A - Dati di Progetto CR.....	58
Tabella 25, Ruote 3 - 4, Profilo A - Contact Ratio.....	59
Tabella 26, Ruote 3 - 4, Profilo A - Dati di Progetto CR.....	59
Tabella 27, Ruote 4 - 5, Profilo A - Contact Ratio.....	60
Tabella 28, Ruote 4 - 5, Profilo A - Dati di Progetto CR.....	60
Tabella 29, Ruote 5 - 6, Profilo A - Contact Ratio.....	61
Tabella 30, Ruote 5 - 6, Profilo A - Dati di Progetto CR.....	61
Tabella 31, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Specific Sliding.....	62
Tabella 32, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Dati di Progetti SL.....	62
Tabella 33, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Specific Sliding.....	63
Tabella 34, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Dati di Progetto SL.....	63
Tabella 35, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Specific Sliding.....	64
Tabella 36, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Dati di Progetto SL.....	64
Tabella 37, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Specific Sliding.....	65
Tabella 38, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Dati di Progetto SL.....	65
Tabella 39, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Contact Ratio.....	66
Tabella 40, Ruote 1 - 2, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR.....	66
Tabella 41, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Contact Ratio.....	67
Tabella 42, Ruote 3 - 4, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR.....	67

Tabella 43, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Contact Ratio.....	68
Tabella 44, Ruote 4 - 5, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR.....	68
Tabella 45, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Contact Ratio.....	69
Tabella 46, Ruote 5 - 6, Profilo Modificato - Dati di Progetto CR.....	69
Tabella 47, Profilo A - Specific Sliding.....	70
Tabella 48, Profilo A - Contact Ratio	70
Tabella 49, Profilo Modificato - Specific Sliding.....	70
Tabella 50, Profilo Modificato - Contact Ratio.....	71
Tabella 51, Profilo TE - Configurazione Finale.....	71
Tabella 52, Design Finale	74
Tabella 53, Confronto Efficienze.....	75
Tabella 54, Alleggerimento Ruota Doppia	88
Tabella 55, Dilatazione Termica	89
Tabella 56, Alleggerimento Ruota Doppia in Alluminio.....	90
Tabella 57, Alleggerimento Ruota Folle.....	91
Tabella 58, Calcolo delle spinte sugli alberi	100
Tabella 59, Getto di Lubrificazione - Dati Tecnici.....	104
Tabella 60, APPENDICE A, Dati di Testing.....	108
Tabella 61, APPENDICE A, Confronto z19z28 - z20z27	109
Tabella 62, APPENDICE A, Confronto Test 2-3-4.....	110
Tabella 63, APPENDICE A, Confronto tra Crowning min e max.....	111
Tabella 64, APPENDICE B, Dati di Testing	113
Tabella 65, APPENDICE B, Confronto errore di interasse.....	114
Tabella 66, APPENDICE B, Confronto Errore di Passo.....	115

11 INDICE DELLE EQUAZIONI

Equazione 1, Transmission Error.....	9
Equazione 2, Equazione di Kato.....	10
Equazione 3, Equazione di Masuda.....	10

12 BIBLIOGRAFIA

- [1] J. D. Smith, *Gear Noise and Vibrations*, New York: Marcel Dekker, Inc, 2003.
- [2] H. Mats, «On Noise Generation and Dynamic Transmission Error of Gears,» Stockholm, 2009.
- [3] G. Bianco, «La Rumorosità degli Ingranaggi (pt. 1, 2, 3),» [Online]. Available: www.biancogranfranco.com.
- [4] M. Sun, C. Lu, Z. Liu, Y. Sun, H. Chen e C. Shen, «Classifying, Predicting and Reducing Strategies of the Mesh Excitation of Gear Whine Noise: A Survey,» 2020. [Online].
- [5] Mats Akerblom, «Gear Noise and Vibration - A Literature Survey,» Eskilstuna.
- [6] G. Pisana, *Analisi di Ruote Dentate con Cartella in Materiale Composito*, Torino.
- [7] T. Monamarco, *Realizzazione Ruote Dentate: le Potenzialità della Fabbricazione Additiva*, Torino, 2021.
- [8] SKF, «Gruppi Rullini a Gabbia,» SKF, [Online]. Available: <https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-assemblies>. [Consultato il giorno 04 10 2021].
- [9] M. Sergio, *Sulla Energia Dissipata in alcuni Organi di Macchina*, Bologna, 2009.
- [10] S. P. Radzevich, *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*, CRC Press, 2011.
- [11] G. Ruggieri e P. Righettini, *Ruote Dentate con Spostamento del Profilo*, Milano: McGraw-Hill, 2003.