

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

A.a. 2020/2021

Sessione di Laurea Dicembre 2021



**Politecnico
di Torino**

Applicazione di ruote dentate a profili spostati in una trasmissione di veicolo heavy-duty

Relatori:

Prof.ssa Francesca Maria Curà

Prof. Giovanni Belingardi

Candidato:

Giuseppe Ielo

INDICE

INTRODUZIONE	7
CAPITOLO 1 – STATO DELL’ARTE	8
1.1 Richiami teorici di base sulle ruote dentate	8
1.1.1 Caratteristiche geometriche notevoli.....	10
1.1.2 Profilo dei denti.....	11
1.1.3 Cinematica e condizioni di ingranamento tra ruote dentate.....	13
1.1.3.1 Rapporto di condotta.....	14
1.2 Ruote dentate corrette	17
1.2.1 Introduzione spostamento profili.....	17
1.2.2 Processo di taglio di ruote a profili spostati.....	18
1.2.3 Tipologie di Correzione.....	19
1.2.4 Influenza della correzione profili sul rapporto di condotta.....	24
1.3 Trasmissioni automobilistiche – focus sui cambi manuali	25
1.3.1 Generalità.....	25
1.3.2 Layout di un veicolo.....	26
1.3.3 Le trasmissioni manuali.....	28
1.3.3.1 Cenni cambi manuali per veicoli industriali.....	30
1.3.3.2 Funzionamento di un cambio manuale.....	31
1.3.3.3 Vantaggi & svantaggi di un cambio manuale.....	34
1.3.4 Cenni sull’evoluzione delle trasmissioni manuali.....	35
1.3.4.1 AMT – Automated Manual Transmissions.....	35
1.3.4.2 DCT – Dual Clutch Transmissions.....	35
CAPITOLO 2 – ANALISI DELLA TRASMISSIONE	37
2.1 Generalità sulla trasmissione manuale Iveco	37
2.2 Modelli applicati	39
2.2.1 Modello di calcolo.....	39
2.2.2 Modello di rendimento per le ruote dentate.....	41
2.3 Fase analitica	46
2.3.1 Analisi ruote elicoidali IV marcia.....	47
2.3.1.1 Analisi ruote elicoidali IV marcia – rapporto di condotta.....	47

2.3.1.2	Analisi ruote elicoidali IV marcia – rendimento.....	49
2.3.2	Analisi ruote a denti diritti equivalenti IV marcia.....	51
2.3.2.1	Analisi ruote a denti diritti IV marcia – rapporto di condotta.....	51
2.3.2.2	Analisi ruote a denti diritti equivalenti IV marcia – rendimento.....	52
2.3.3	Analisi ruote a denti diritti con spostamento simmetrico IV marcia.....	54
2.3.3.1	Analisi ruote a denti diritti con spostamento simmetrico IV marcia- rapporto di condotta.....	54
2.3.3.2	Analisi ruote a denti diritti con spostamento simmetrico IVmarcia – rendimento.....	56
2.3.4	Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia – (caso1)	57
2.3.4.1	Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia (caso1) – rapporto di condotta.....	57
2.3.4.2	Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia (caso1) – rendimento.....	59
2.3.5	Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia (caso2) – rapporto di condotta & rendimento.....	61
2.4	Calcoli di verifica.....	64
2.4.1	Verifica statica a flessione secondo il metodo di Lewis.....	65
2.4.2	Verifica statica a contatto hertziano.....	67
2.4.3	Verifica di resistenza del dente a fatica per flessione.....	69
2.4.3.1	Parametri relativi all'ingranaggio.....	70
2.4.3.2	Parametri relativi al funzionamento.....	72
2.4.3.3	Parametri relativi alla fatica per flessione.....	74
2.4.4	Verifica di resistenza del dente al pitting per fatica.....	79
2.4.4.1	Parametri relativi all'ingranaggio.....	80
2.4.4.2	Parametri relativi al funzionamento.....	81
2.4.4.3	Parametri relativi alla fatica per contatto hertziano ripetuto.....	82
CAPITOLO 3	– MODELLAZIONE CAMBIO IN SOLIDWORKS.....	87
	Bibliografia.....	93
	Sitografia.....	93

INDICE FIGURE

<i>Figura 1 - Ingranaggio: diritto (a); elicoidale (b); bielicoidale (c)</i>	8
<i>Figura 2 - Ingranaggio: conico diritto (d); conico elicoidale (e); spirale (f)</i>	9
<i>Figura 3 - Ingranaggio: a vite (g); a vite globoidale (h); ipoide (i); sghembo elicoidale (l)</i>	9
<i>Figura 4 - Esempio di rotismo epicicloidale</i>	9
<i>Figura 5 - Elementi notevoli di una dentatura</i>	10
<i>Figura 6 - Caratteristiche del profilo</i>	10
<i>Figura 7 - Dimensione del dente in base al modulo</i>	11
<i>Figura 8 - Derivazione del profilo ad evolvente</i>	12
<i>Figura 9 - Profilo ad evolvente</i>	13
<i>Figura 10 - Accoppiamento di due ruote dentate</i>	13
<i>Figura 11 - Angolo di pressione in funzione della variazione di interasse i</i>	14
<i>Figura 12 - Identificazione del segmento AB dei contatti</i>	14
<i>Figura 13 - Ripartizione segmento dei contatti per $1 < \varepsilon < 2$</i>	15
<i>Figura 1 - Forze scambiate per $\varepsilon = 1,2$</i>	16
<i>Figura 2 - Processo di taglio "normale" (Sx) e con correzione (Dx)</i>	18
<i>Figura 16 - Taglio con spostamento positivo</i>	18
<i>Figura 17 - Correzione negativa su di una ruota</i>	19
<i>Figura 3 - Correzione positiva su di un pignone</i>	19
<i>Figura 19 - Pignone e ruota: linee di riferimento e di taglio</i>	20
<i>Figura 20 - Condizioni di ingranamento con correzione simmetrica</i>	22
<i>Figura 21 - Tabella principali differenze ruota "normale" e corretta simmetrica</i>	22
<i>Figura 22 - Posizione del segmento dei contatti al variare dello spostamento simmetrico: X1=0,6 e X2=-0,6 (Sx); X1=0,2 e X2=-0,2 (Dx)</i>	24
<i>Figura 23 - Esempio di drivetrain architecture (Audi A6 quattro)</i>	25
<i>Figura 24 - Tipici layout meccanici nei veicoli</i>	26
<i>Figura 25 - Vista assonometrica di una trasmissione manuale – (Fonte:[s.1])</i>	28
<i>Figura 26 - Schema di un cambio a 4 rapporti in tre differenti configurazioni: a) In cascata b) A contralbero c) A triplo stadio</i>	29
<i>Figura 27 - Sezione di cambio "a contralbero" con ruote folli sull'albero di uscita calettate mediante cuscinetti a rullini – (Fonte:[6])</i>	31
<i>Figura 28 - Ruota con cono dentato (Fonte:[s.3])</i>	31
<i>Figura 29 - Immagini semplificative: - Mozzo solidale all'albero e ruota da bloccare (Sx) - Bloccaggio ruota, resa solidale all'albero di uscita (Dx); (Fonte:[s.2])</i>	32
<i>Figura 30 - Anello sincronizzatore, in blu (Fonte:[s.3])</i>	32
<i>Figura 31 - Immagine semplificativa- Manicotto che spingerà l'anello sincronizzatore (in giallo) sulla ruota a cono dentato (in rosso) permettendo il bloccaggio (Fonte:[s.2])</i>	33
<i>Figura 32 - Semisezione di un sincronizzatore (Fonte:[6])</i>	33
<i>Figura 33 - Trasmissione del moto in I marcia, in un cambio "a contralbero" (Fonte:[6])</i>	34
<i>Figura 34 - Linea evolutiva trasmissioni manuali (Fonte:[10])</i>	35
<i>Figura 35 - Cambio DCT a sei rapporti Audi (Fonte:[s.5])</i>	36
<i>Figura 36 - EuroCargo (fonte:[s.4])</i>	37
<i>Figura 37 - Sezione cambio: focus su albero secondario e primario</i>	37
<i>Figura 38 - Trasferimento di potenza in presa diretta (innesto V marcia)</i>	38
<i>Figura 39 - Cambio IVECO EuroCargo (immagine su concessione della Prof.ssa Curà)</i>	38
<i>Figura 40 - Schematizzazione contatto fra due ruote dentate</i>	39

Figura 41 - Schema ingranamento	43
Figura 42 - Caratteristiche geometriche di serie	46
Figura 43 - Caratteristiche tecniche di serie	46
Figura 44 - Caratteristica di Coppia/Potenza del motore (4 cilindri)	46
Figura 45 - Schema semplificato del cambio	47
Figura 46 - Calcoli preliminari IV marcia con ruote elicoidali	48
Figura 47 - Caratteristiche geometriche ruote elicoidali IV marcia	48
Figura 48 - Rapporto di condotta per ruote elicoidali IV marcia	48
Figura 49 - Ruote elicoidali, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m	49
Figura 50 - Ruote elicoidali, parametri per il calcolo del grado di perdita dell'ingranamento H_v	50
Figura 51 - Risultati per ruote elicoidali IV marcia	50
Figura 52 - Ruote "normali", caratteristiche geometriche e forze in gioco	51
Figura 53 - zoom contatto pignone (rosso) e ruota (blu), ruote normali	52
Figura 54 - Ruote "normali", parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m	52
Figura 55 - Ruote "normali", parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio H_v	53
Figura 56 - Risultati per ruote "normali" IV marcia	53
Figura 57 - Correzione simmetrica, caratteristiche geometriche e forze in gioco	54
Figura 58 - Correzione simmetrica, rapporto di condotta	55
Figura 59 - Confronto contatto ruote "normali" (Sx) e ruote corrette (Dx)	55
Figura 60 - Segmento dei contatti, correzione simmetrica	55
Figura 61 - Correzione simmetrica, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m	56
Figura 62 - Correzione simmetrica, parametri per il grado di perdita H_v	56
Figura 63 - Risultati per ruote corrette simmetriche	56
Figura 64 - Correzione non simmetrica, caratteristiche geometriche e forze in gioco (caso1)	58
Figura 65 - Correzione non simmetrica, rapporto di condotta (caso1)	58
Figura 66 - Taglio normale; Taglio con spostamento ($X_1=-0,8$; $X_2=0,2$); Taglio con spostamento e riduzione angolo di pressione (da 20° a 17°)	59
Figura 67 - Correzione non simmetrica, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio (caso1)	59
Figura 68 - Correzione non simmetrica, parametri per il grado di perdita H_v (caso1)	60
Figura 69 - Risultati per ruote corrette non simmetriche (caso1)	60
Figura 70 - Correzione non simmetrica, caratteristiche geometriche e forze in gioco (caso2)	61
Figura 71 - Correzione non simmetrica, rapporto di condotta (caso2)	62
Figura 72 - Taglio con spostamento e riduzione angolo di pressione caso1 con gioco $0,15*m$ (Sx), caso2 (Dx) con gioco $0,25*m$	62
Figura 73 - Correzione non simmetrica, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio (caso2)	62
Figura 74 - Correzione non simmetrica, parametri per il grado di perdita H_v (caso2)	63
Figura 75 - Risultati per ruote corrette non simmetriche (caso1)	63
Figura 76 - Quadro verifiche	64
Figura 77 - Parabola di uniforme resistenza	65
Figura 78 - Tabella fattore di forma Y_F in funzione di X	66
Figura 79 - Tabella reciproco del fattore di forma in funzione di α	66
Figura 80 - Risultati verifica secondo Lewis	66
Figura 81 - Risultati verifica secondo la teoria di Hertz	68
Figura 82 - Schema dente per il calcolo di Y_F	70
Figura 83 - Diagramma per il calcolo del fattore Y_β	71

<i>Figura 84 - Diagrammi per Y_B sia per ruote a dentatura esterna che interna</i>	71
<i>Figura 85 - Diagramma per il calcolo del fattore Y_{DT}</i>	72
<i>Figura 86 - Tabella fattore K_A</i>	72
<i>Figura 87 - Tabella valori di K_1 e K_2 per il calcolo di K_V</i>	73
<i>Figura 88 - Grafico fattore di durata Y_{NT}</i>	74
<i>Figura 89 - Tabella grafico fattore di durata Y_{NT}</i>	74
<i>Figura 90 - Grafico fattore di sensibilità all'intaglio $Y_{\delta relT}$</i>	75
<i>Figura 91 - Grafico fattore di finitura superficiale Y_{RrelT}</i>	76
<i>Figura 92 - Grafico fattore di dimensione Y_x</i>	77
<i>Figura 93 - Tabella fattore di dimensione Y_x</i>	77
<i>Figura 94 - Risultati verifica a fatica per flessione</i>	78
<i>Figura 95 - Tabella per modulo elastico e coefficiente di Poisson per i vari acciai</i>	80
<i>Figura 96 - Grafico per fattore del rapporto di condotta Z_ϵ</i>	81
<i>Figura 97 - Andamenti per il calcolo di Z_N</i>	82
<i>Figura 98 - Andamenti per fattore del lubrificante Z_L</i>	83
<i>Figura 99 - Andamenti per fattore di rugosità Z_R</i>	83
<i>Figura 100 - Andamenti fattore di velocità Z_V</i>	84
<i>Figura 101 - Diagramma per il calcolo Fattore del rapporto tra durezza Z_w</i>	85
<i>Figura 102 - Risultati verifica a pitting</i>	86
<i>Figura 103 - Interfaccia SolidWorks: complessivo nell'ambiente assembly</i>	87
<i>Figura 104 - Generazione di una dentatura elicoidale (pignone V marcia)</i>	88
<i>Figura 105 - Schizzo coroncina(a), estrusione (b) e taglio (c)-(d) per creazione dentatura (su pignone V marcia)</i>	88
<i>Figura 106 - Rivoluzione dello schizzo (sinistra), manicotto con anelli sincronizzatori (destra)</i>	88
<i>Figura 107 - Albero di IN ed OUT</i>	89
<i>Figura 108 - Rivoluzione albero primario</i>	89
<i>Figura 109 - Contralbero</i>	89
<i>Figura 110 - Vista assonometrica del complessivo in eDrawing Pro</i>	90
<i>Figura 111 - Vista frontale del complessivo in eDrawing Pro</i>	91
<i>Figura 112 - Messa in tavola con bollatura su vista frontale per il nuovo cambio</i>	92

INTRODUZIONE

In questo elaborato si è voluto trattare ed approfondire una tematica che mi ha accompagnato a più riprese in molteplici insegnamenti fin dal primo livello e che costituisce uno degli argomenti principali del corso di Costruzione di Macchine: le Ruote Dentate. In particolare, si è voluto analizzare lo *Spostamento dei profili negli ingranaggi* applicandolo ad un caso esistente di trasmissione manuale di un veicolo industriale.

L'obiettivo dello studio, svolto su un cambio Iveco, è stato quello di trasformare una coppia di ruote elicoidali, con ruote equivalenti a denti dritti. Le ruote elicoidali oramai rappresentano uno standard nei cambi manuali dei veicoli in quanto, in generale, più robuste e più silenziose per il loro ingranamento più graduale e "dolce" rispetto alle ruote a denti dritti, ma con rendimento inferiore rispetto a queste ultime, per la maggior superficie a contatto, oltre che meno economiche per il processo di sagomatura leggermente più complesso.

La coppia di ruote elicoidali sostituite con delle ruote a denti dritti equivalenti sono relative alla IV marcia e variandone i parametri di taglio e soprattutto sfruttando la tecnica dello *spostamento profili* si è potuto raggiungere un *rapporto di condotta* ≥ 2 e quindi confrontabile con quello delle ruote elicoidali sostituite. Individuate delle soluzioni ottimali, si è cercato di quantificarne l'*efficienza* con un modello disponibile in letteratura e se n'è verificata la resistenza alla flessione ed al contatto hertziano sia per sollecitazione *statica* che a *fatica*.

Prima di presentare la parte analitica, per contestualizzare le tematiche affrontate, si è seguito quest'ordine: si sono richiamate le definizioni di grandezze calcolate con cenni sulla teoria delle ruote dentate; si è trattato tutto ciò che riguarda la tecnica della correzione dei profili negli ingranaggi per comprenderne l'importanza; si è dato un quadro delle trasmissioni automobilistiche, focalizzando l'attenzione sulle trasmissioni manuali e sul loro funzionamento. Infine, a valle della parte analitica è riportata la modellazione 3D del cambio oggetto di studio, tramite il software di progettazione CAD 3D SolidWorks.

Capitolo 1 – Stato dell'arte

1.1 Richiami teorici di base sulle ruote dentate

Le ruote dentate permettono la trasmissione del moto, e più in generale della potenza, fra assi paralleli, concorrenti o sghembi tramite le azioni scambiate fra i denti successivamente in contatto. Esse sono infatti tra i più importanti organi di macchine impiegati nei sistemi di trasmissione, ed i motivi che ne hanno determinato la diffusione sono principalmente: la costanza del *rapporto di trasmissione* (e quindi funzionamento regolare), la facilità costruttiva e di montaggio, la possibilità di trasmettere potenze elevatissime, una durata elevata ed un funzionamento regolare. Due ruote dentate con i rispettivi denti "in presa" (a contatto) definiscono un *ingranaggio*, di cui viene indicata con "pignone" la ruota motrice.

Il compito di trasmettere energia da una sorgente ad un carico, può anche essere svolto ad esempio, oltre che da ingranaggi, da sistemi di cinghie e pulegge, ma quando è richiesta una soluzione compatta, efficiente e robusta, le ruote dentate rappresentano quella migliore.

Per provare la vasta possibilità di impiego, di seguito sono illustrate diverse tipologie di ruote, in base al posizionamento reciproco dei loro assi.

Assi paralleli:

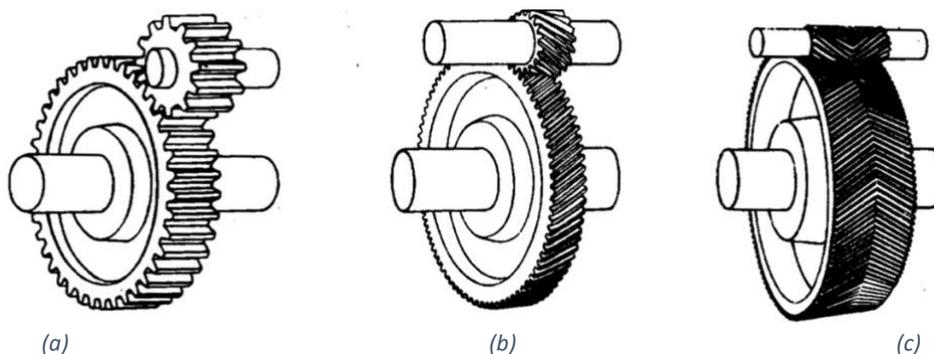


Figura 1 - Ingranaggio: diritto (a); elicoidale (b); bieloidale (c)

Assi concorrenti:

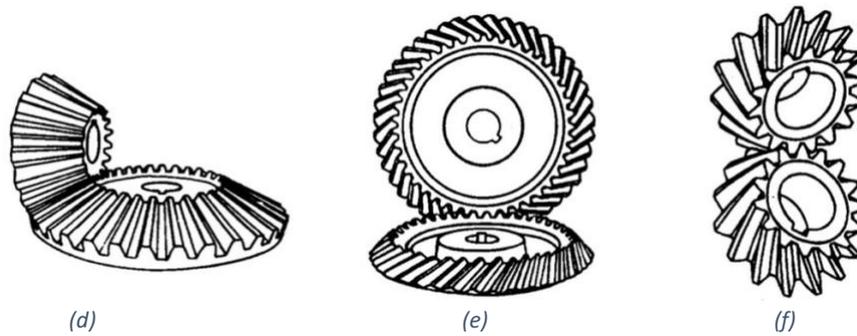


Figura 2 - Ingranaggio: conico diretto (d); conico elicoidale (e); spirale (f)

Assi sghembi:

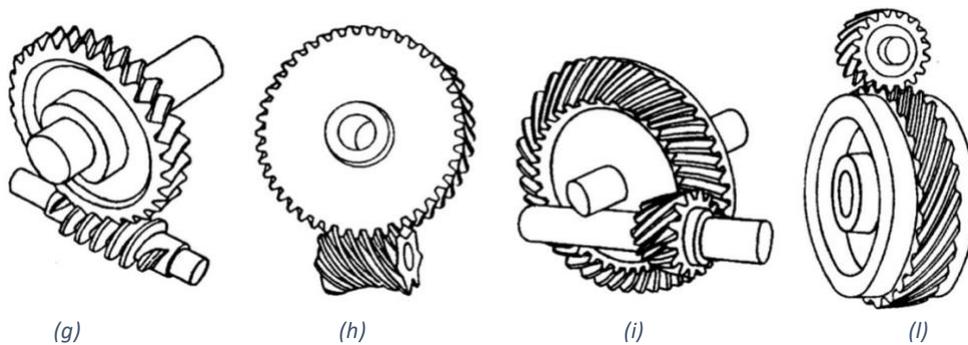


Figura 3 - Ingranaggio: a vite (g); a vite globoidale (h); ipoide (i); sghembo elicoidale (l)

Quelli appena illustrati hanno assi di rotazione fissi nello spazio e vengono chiamati *rotismi ordinari*. Se invece almeno uno degli assi è in movimento il *rotismo* viene detto *epicicloide*.

Un esempio di *rotismo epicicloide* è riportato in figura 4:

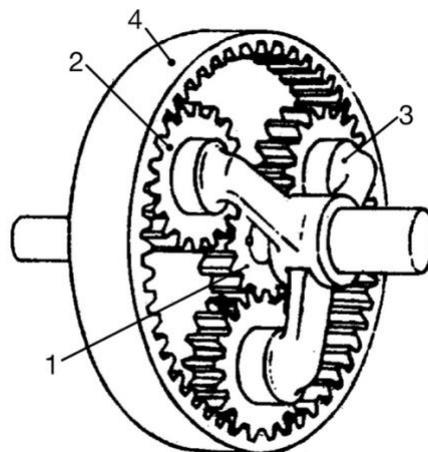


Figura 4 - Esempio di rotismo epicicloide

La ruota 1 (*solare*) e la ruota 4 (*corona*) hanno assi fissi. Tali ruote ingranano con più ruote 2 (*satelliti*) ad assi mobili. Gli assi dei satelliti sono portati in rotazione dal *portatreno* (3), il cui asse di rotazione coincide con quello del solare. I rotismi ordinari hanno un solo grado di libertà mentre i rotismi epicicloidali ne hanno un numero maggiore e presenta due importanti proprietà:

- 1) Consente di combinare due velocità in ingresso (es. quella di 1 e 4) per ottenere una in uscita (in tal caso 3)
- 2) Annullando un grado di libertà (es. fissando la corona 4 alla carcassa), al rotismo resta un solo grado di libertà, ottenendo un riduttore di velocità più compatto e leggero rispetto ad uno ordinario.

Questi rotismi epicicloidali hanno diverse applicazioni in campo automotive, dai differenziali ai cambi automatici.

1.1.1 Caratteristiche geometriche notevoli

In figura 5 è riportata la vista normale di una dentatura:

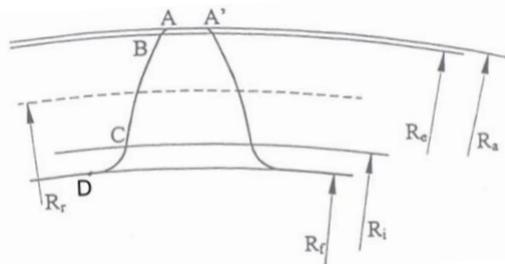


Figura 5 - Elementi notevoli di una dentatura

in essa è possibile distinguere gli elementi notevoli:

A-A': *testa del dente*, R_a : Raggio della circonferenza di testa;

A-B: *smusso*, R_e : circonferenza di troncatura esterna per B;

smusso non sempre presente, in tal caso R_a ed R_e coincidono.

B-C: *profilo del dente*, R_i : circonferenza di troncatura interna per C;

C-D: *raccordo*, R_f : circonferenza di fondo per D;

È necessario definire una circonferenza di riferimento di generico raggio R_r per poter misurare in modo univoco le dimensioni caratteristiche del profilo (figura 6).

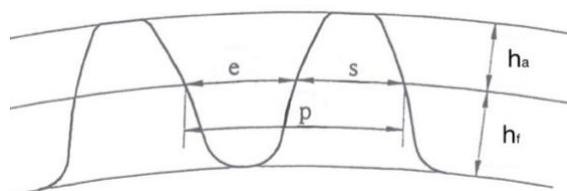


Figura 6 - Caratteristiche del profilo

Su di essa si può dunque misurare:

- s : spessore del dente
- e : vano
- $p = s + e$

Sia z il numero dei denti della ruota, deve risultare che: $2\pi \cdot R_r = z \cdot p$

Per ciò che riguarda le dimensioni radiali del dente rispetto alla circonferenza di riferimento è possibile definire due parametri fondamentali:

- h_a : addendum
- h_f : dedendum

Per l'unificazione delle ruote si definisce il *modulo* m della ruota: $m = \frac{p}{\pi} = \frac{2R_r}{z}$



Figura 7 - Dimensione del dente in base al modulo

1.1.2 Profilo dei denti

Nelle trasmissioni con ruote dentate si vuole che, impostata una velocità angolare uniforme su di una, anche l'altra ruota a velocità angolare anch'essa uniforme, cioè si richiede un *rapporto di trasmissione* $i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}}$ costante. Il profilo che consente di ottenere la costanza del rapporto tra le velocità e anche delle coppie è il *profilo ad evolvente di cerchio*. Questa proprietà è molto importante perché per garantire una certa uniformità alla trasmissione del moto è necessario che in certi istanti ci siano almeno due coppie di denti in presa e se il *rapporto di trasmissione* non è costante per tutti i punti del profilo si verificano condizioni di *interferenza* (contatto fra i fianchi al di fuori del tratto BC, figura 5). L'evolvente di cerchio può essere immaginata come generata da un punto di una retta che rotola senza strisciare su una circonferenza, che prende il nome di *cerchio di base* o *cerchio fondamentale*, con raggio che indichiamo con R_b (figura 8 –(2)):

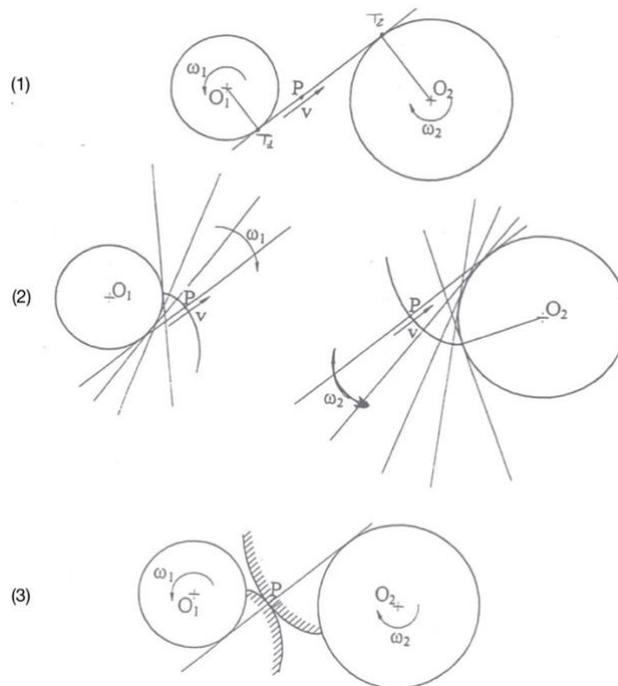


Figura 8 - Derivazione del profilo ad evolvente

Le successive posizioni del punto P generano l'evolvente, e la retta generatrice risulterà sempre normale all'evolvente e tangente al cerchio di base.

Fissata la circonferenza di base di raggio R_b è possibile descrivere il profilo dell'evolvente tramite un'equazione nelle coordinate cilindriche φ ed r (fig.9):

- φ : angolo compreso fra le due semirette uscenti dal centro C della circonferenza di base e passanti una per il punto iniziale O del profilo e l'altra per il generico punto P.
- r : distanza del generico punto P dal centro C della circonferenza di base.

È inoltre possibile individuare α : *angolo di incidenza* compreso fra le due semirette uscenti dal centro C della circonferenza di base e passanti una per il punto P e l'altra per il punto di tangenza T tra la retta p (generatrice del profilo) e la circonferenza di base (fig.9):

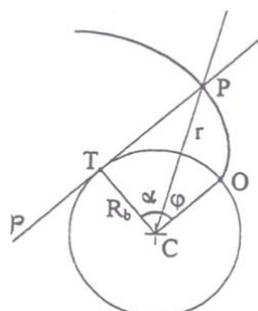


Figura 9 - Profilo ad evolvente

Dalla proprietà della retta che rotola senza strisciare (lung. segmento \underline{TP} = lung. arco TO) e da semplici relazioni trigonometriche, si ricava la relazione

$$\varphi = f(\alpha), \text{ ovvero:}$$

$$\varphi = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$$

Funzione che in letteratura viene indicava con *eva* o *inva* (in inglese).

Sia inoltre (da triangolo rettangolo) $R_b = r \cdot \cos \alpha$ da cui $\alpha = \arccos (R_b / r)$, per rendere esplicito il calcolo di φ ed r .

1.1.3 Cinematica e condizioni di ingranamento tra ruote dentate

Sia nuovamente P il punto di contatto fra le due evolventi in vari istanti successivi (fig.8-(3)). Questo punto, durante il funzionamento, si mantiene sempre su una retta immaginaria tangente ai due cerchi di base, detta *retta dei contatti*.

Siano O_1 ed O_2 i centri delle circonferenze di base e C l'intersezione fra la congiungente $O_1 - O_2$ e la retta dei contatti (fig.10). Quando il punto di contatto P coincide con C la velocità periferica del punto P (C), considerata appartenente alla ruota 1 prima, ed alla ruota 2 dopo, coincidono: $V_{C1} = \omega_1 R_{b1} = \omega_2 R_{b2} = V_{C2}$ (*condizione di puro rotolamento*)

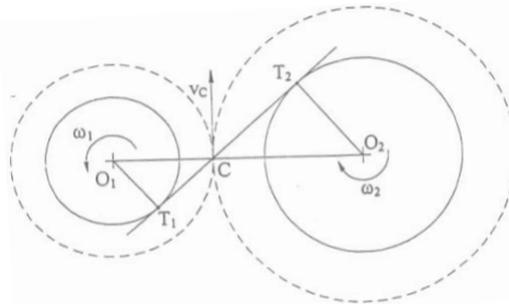


Figura 10 – Accoppiamento di due ruote dentate

Questa condizione equivale al fatto che non vi è strisciamento relativo in C e che, tale punto, è il centro di istantanea rotazione del sistema.

Il punto C non varia la sua posizione assoluta nel tempo e descrive rispetto alla ruota 1 una traiettoria circolare di raggio O_1C che è la *polare del moto*; analogamente per la *polare del moto* relativa alla ruota 2. In questo caso le polari del moto, curve ideali che fatte rotolare senza strisciare l'una sull'altra riproducono le caratteristiche del moto reale, vengono chiamate *circonferenze primitive del moto*.

L'*angolo di pressione* è il valore che l'*angolo di incidenza* α assume quando si considera come punto del profilo il centro di istantanea rotazione C ed indica l'inclinazione della retta dei contatti rispetto alla tangente comune alle due circonferenze primitive (fig.11). Tale angolo non è una caratteristica intrinseca delle ruote, ma una caratteristica dell'accoppiamento. Infatti supponendo di fare ingranare due ruote con due valori differenti di interasse i ed i' , si avrà che:

- non variano le condizioni di ingranamento, perché queste dipendono solo dai profili, i quali sono funzione soltanto dei cerchi di base che non variano;

- non varia il rapporto di trasmissione, anch'esso funzione dei cerchi di base:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}}$$

- varia invece l'angolo di pressione α , che si dimostra assumere un nuovo valore:

$$\cos\alpha' = \frac{i}{i'} \cos\alpha$$

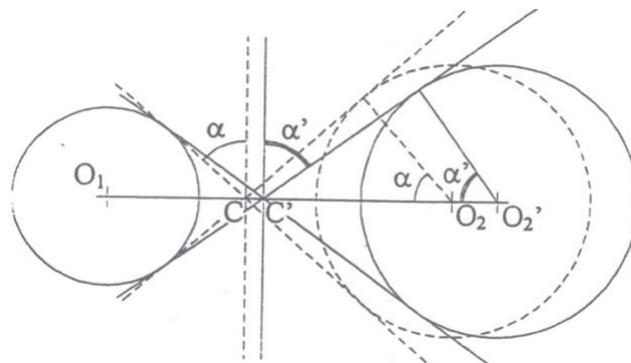


Figura 11 - Angolo di pressione in funzione della variazione di interasse i

1.1.3.1 Rapporto di condotta

Sulla retta dei contatti, il luogo dei punti realmente percorribili non è l'intero segmento T_1T_2 ma il tratto delimitato dalle due circonferenze di troncatura esterna al di fuori delle quali i profili non saranno più ad evolvente. Viene così individuato il segmento dei contatti AB in cui le coppie di denti delle due ruote sono effettivamente in presa.

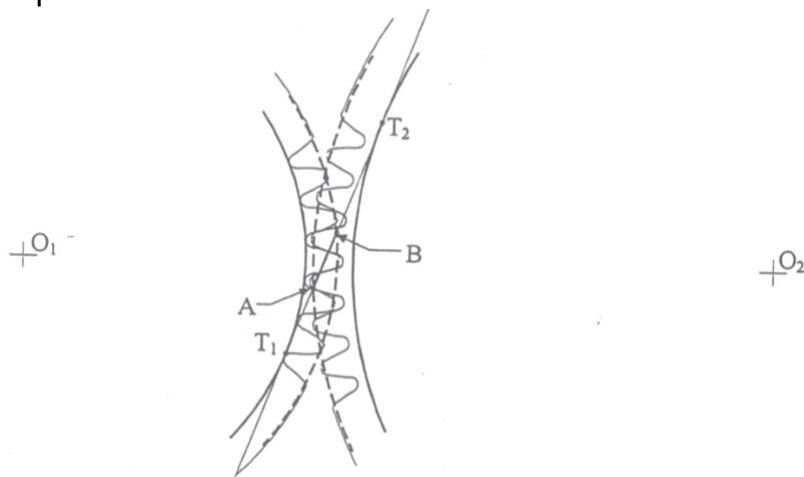


Figura 12 - Identificazione del segmento AB dei contatti

Il rapporto di condotta o grado di ricoprimento ε è definito come rapporto fra il segmento dei contatti AB ed il passo sulla circonferenza di base:

$$\varepsilon = \frac{AB}{p_b}$$

Si ha *continuità di ingranamento* se una coppia di denti entra in presa (nel punto A) prima o almeno quando la coppia precedente cessa l'ingranamento (nel punto B), ciò si verifica solo se la distanza AB è maggiore del p_b e quindi $\varepsilon > 1$.

Questo rapporto assume, in genere, valori fra $1 < \varepsilon < 2$, ed in tal caso è possibile suddividere l'arco dei contatti in tre parti:

- due parti di lunghezza pari ad $(AB - p_b)$ collocate agli estremi del segmento dei contatti, in cui si ha contemporaneamente contatto fra 2 coppie di denti;
- una parte centrale dell'arco dei contatti di lunghezza pari a $(2p_b - AB)$, in cui si ha il contatto di una sola coppia di denti.

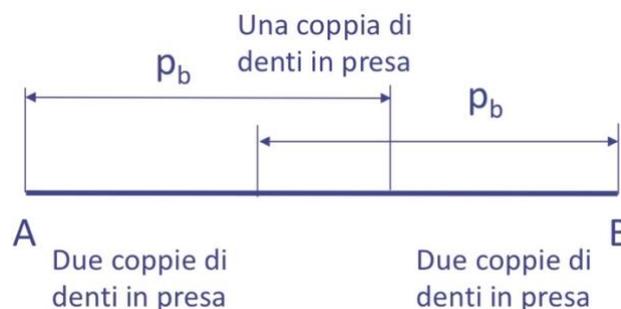


Figura 13- Ripartizione segmento dei contatti per $1 < \varepsilon < 2$

La tendenza oggi è quella di utilizzare degli $\varepsilon > 2$ in modo da avere sempre almeno 2 coppie di denti in presa, e che è appunto lo scopo dell'analisi della trasmissione di questo elaborato.

Alcuni vantaggi di avere ε abbastanza elevato sono:

- o una riduzione degli urti nell'istante dell'ingranamento che migliora la trasmissione del moto;
- o una distribuzione delle azioni scambiate tra le ruote su un maggior numero di denti, che comporta minori sollecitazioni sul singolo dente e quindi minori rischi di collasso a fatica.

In figura 14 un esempio di forze scambiate per un ε abbastanza basso (1,2), in cui si può notare che la zona centrale del segmento AB, in cui è in presa una sola coppia di denti, è molto estesa.

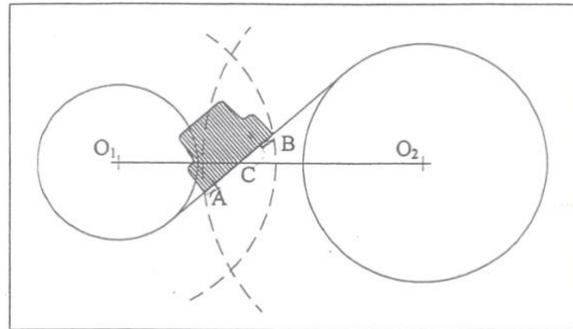


Figura 14 - Forze scambiate per $\varepsilon = 1,2$

Nell'espressione di ε possiamo esprimere, con osservazioni geometriche, la lunghezza del segmento dei contatti AB in funzione delle caratteristiche geometriche delle ruote e di quelle di montaggio (interasse $i=r_1 + r_2$). Si dimostra che:

$$AB = \sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - (r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha$$

con $p_b = \pi m \cos\alpha$, da cui:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - (r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha}{\pi m \cos\alpha}$$

espressione del parametro ε che sarà centrale nell'analisi eseguita sulla trasmissione del veicolo industriale.

1.2 Ruote dente corrette

1.2.1 Introduzione spostamento profili

L'impiego di "ruote normali" può portare ad avere diverse criticità, fra le quali:

- Interferenza di funzionamento per assicurare un determinato rapporto di trasmissione (per ovviare a questo problema si potrebbe aumentare l'angolo di pressione α , ma così facendo si aumenterebbe la forza sulla dentatura a parità di coppia trasmessa);
- Lo spessore alla radice del dente è insufficiente per resistere alle sollecitazioni;
- Lo strisciamento specifico è troppo elevato;
- È necessario adottare un interasse non nominale per esigenze costruttive (ad es. in trasmissioni automobilistiche).

Si ricorre perciò alle *ruote dentate normalizzate corrette* (o a "profili spostati"). La realizzazione di dentature corrette è una prassi molto in uso nella costruzione delle ruote dentate perché consente di migliorarne notevolmente le condizioni di funzionamento senza una significativa complicazione del processo di fabbricazione. Inizialmente la correzione fu adottata solo nei casi in cui era indispensabile, cioè per la realizzazione di ruote a basso numero di denti e quindi con frequenti problemi di "sottotaglio" durante il processo di fabbricazione. Successivamente ci si rese conto che con la correzione si può migliorare il funzionamento degli ingranaggi, sostanzialmente perché essa consente di spostare in modo opportuno la zona di ingranamento delle dentature. Oggi infatti la quasi totalità di ingranaggi "di potenza" vengono realizzati con *spostamento dei profili*, mentre gli ingranaggi "normali" vengono impiegati nelle applicazioni in cui devono assolvere solamente una funzione cinematica. Dunque la conoscenza della tecnica della correzione non ha più il carattere specialistico di una volta, ma è diventata parte integrante delle competenze necessarie per procedere alla normale progettazione degli ingranaggi.

Come anticipato, la "correzione" consente di modificare il valore dell'interasse fra le ruote, rispetto a quello che risulterebbe con un proporzionamento normalizzato e ciò permette di risolvere semplici problemi costruttivi, quali quelli che si hanno nei cambi di velocità, dove l'interasse è il medesimo per tutti gli ingranaggi, senza dover ricorrere ad ingranaggi elicoidali con valori di angoli d'elica inusuali.

1.2.2 Processo di taglio di ruote a profili spostati

Per ottenere le *ruote corrette* si esegue un taglio con spostamento:

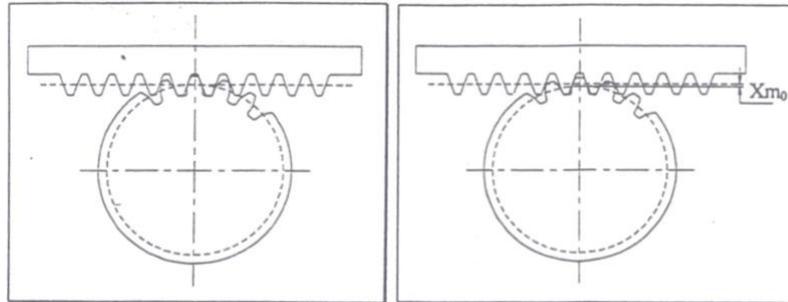


Figura 15 - Processo di taglio "normale" (Sx) e con correzione (Dx)

Nella fase di realizzazione la dentiera utensile si arresta in una posizione radiale diversa da quella che caratterizza il taglio normale. Come conseguenza la *circonferenza primitiva di taglio* della ruota non sarà più tangente alla linea di riferimento della dentiera, ma alla linea di taglio, spostata rispetto la prima di una quantità v .

La linea di riferimento della dentiera è quella linea ideale per la quale lo spessore del dente è uguale al vano fra due denti: $\text{spessore} = \text{vano} = \text{passo}/2 = \pi \frac{m}{2}$, mentre lo *spostamento* v è la distanza tra la linea di riferimento e la linea di taglio (tangente alla circonferenza primitiva di taglio della ruota). Sia inoltre "X" lo *spostamento relativo*, altrimenti detto *coefficiente di spostamento*: $X = \frac{v}{m}$, che rappresenta il valore adimensionale della correzione.

Per convenzione si indicherà che lo *spostamento* v (e per cui anche X) è positivo se la dentiera è penetrata all'interno del tondino meno rispetto alla situazione di taglio normale e dunque la linea di riferimento della dentiera sarà esterna alla *circonferenza primitiva* di taglio della ruota. In tal caso il tondo di partenza dovrà avere un diametro esterno maggiore di quello corrispondente ad un taglio normale: occorre infatti aggiungere a questo la quantità $2v$.

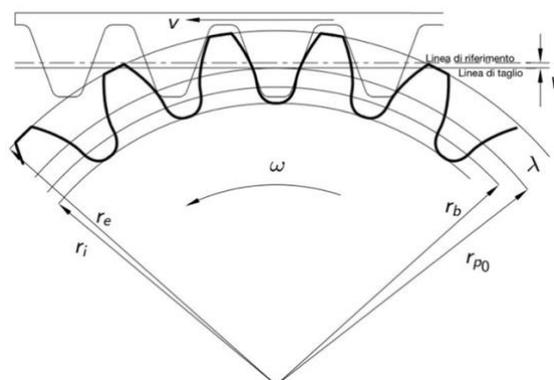


Figura 16 – Taglio con spostamento positivo

Viceversa lo *spostamento* v è *negativo* se la dentiera è stata maggiormente affondata nel tondino e dunque la linea di riferimento della dentiera risulterà interna alla circonferenza primitiva di taglio della ruota. In tal caso il tondo di partenza dovrà avere un diametro esterno più piccolo di quello corrispondente ad un taglio normale: occorre infatti sottrarre a questo la quantità $2v$.

Di seguito un confronto fra i due spostamenti:

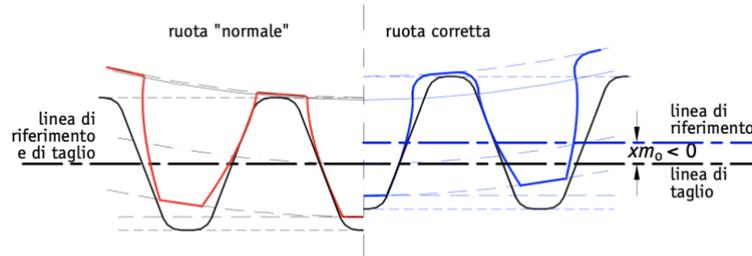


Figura 17 - Correzione negativa su di una ruota

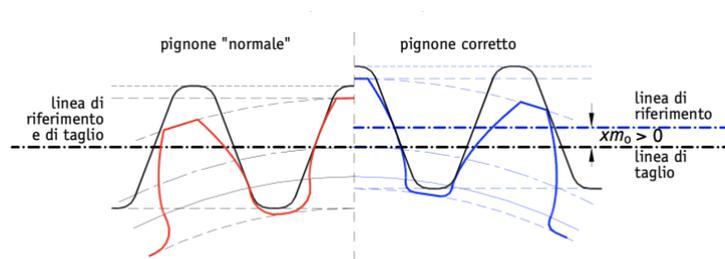


Figura 18 - Correzione positiva su di un pignone

1.2.3 Tipologie di Correzione

Si richiama che nel caso di *ruote normali* l'interasse di funzionamento (interasse normale) risulta essere:

$$i = r_1 + r_2 = m_0 \frac{z_1 + z_2}{2}$$

ed in corrispondenza delle circonferenze primitive di taglio delle due ruote di z_1 e z_2 denti, gli spessori sono:

$$S_1 = \frac{\pi m}{2} \quad S_2 = \frac{\pi m}{2}$$

$$S_1 + S_2 = \pi m_0 = \text{passo}$$

Le *circonferenze primitive di taglio* sono anche *circonferenze primitive di funzionamento*, o di lavoro.

Nel caso di *ruote corrette* ingrananti fra loro si avrà in generale:

$$S_1 \neq \frac{\pi m}{2} \quad S_2 \neq \frac{\pi m}{2}$$

E si potranno distinguere due macro casi:

I. $S_1 + S_2 = \pi m_0$

Caso della correzione simmetrica, detta anche ad "addendum lungo e corto", in cui l'interasse di funzionamento i' è uguale all'interasse normale i .

II. $S_1 + S_2 \neq \pi m_0$

Caso della correzione non simmetrica o a variazione di interasse: $i' \neq i$.

Si ha Correzione simmetrica quando: $x_1 + x_2 = 0$. In genere, pignone (R1) verrà tagliato con spostamento $x_1 > 0$ e la ruota 2 (R2) con lo stesso spostamento in valore assoluto, ma di segno opposto $x_2 = -x_1$. Una delle conseguenze è che varierà lo spessore del dente, che aumenta se la dentiera affonda meno e diminuisce se affonda di più: lo spessore S_1 sulla circonferenza primitiva di taglio del pignone è uguale al vano misurato sulla circonferenza primitiva di taglio della ruota R2. Sia $x_1 = x$ e $x_2 = -x$, gli spessori del pignone e della ruota sulle primitive di taglio risultano:

$$S_1 = \frac{\pi m}{2} + 2x m \tan \alpha \quad S_2 = \frac{\pi m}{2} - 2x m \tan \alpha \quad S_1 + S_2 = \pi m;$$

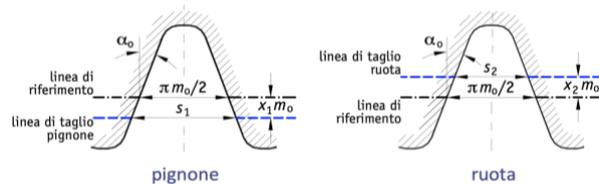


Figura 19 - Pignone e ruota: linee di riferimento e di taglio

Varia anche il *dedendum* della ruota che a seconda del valore e del segno di X può essere più o meno profondo di quello unificato e vale:

$$h_{f1} = 1.25m_0 - X_1m_0 \quad h_{f2} = 1.25m_0 + X_2m_0$$

L'*addendum* è invece definito dal raggio esterno del tondino e quindi ha un valore che può essere assegnato in modo diverso a seconda delle esigenze, ma in generale vale che:

$$h_{a1} = m_0 + X_1m_0 \quad h_{a2} = m_0 - X_2m_0$$

Questo tipo di correzione permette di mantenere invariati determinati aspetti delle ruote normali, in particolare:

- **Il raggio della primitiva di taglio resta lo stesso:** dipende solo dal rapporto cinematico di taglio, pari a $\frac{mz}{2}$;
- **L'interasse resta invariato,** come conseguenza del punto precedente, pari alla somma dei raggi primitivi;
- **Il passo sulla primitiva di taglio resta lo stesso:** la dentiera ha lo stesso passo p_0 in corrispondenza di ogni sezione del dente per cui sulla circonferenza primitiva di taglio del tondino con cui si accoppia senza strisciamento incide sempre il passo p_0 ;
- **L'angolo di incidenza sulla primitiva di taglio resta lo stesso** (per lo stesso motivo del passo). La dentiera oltre ad avere lo stesso passo su ogni sezione del dente ha anche lo stesso angolo di incidenza α_0 che incide identicamente sulla primitiva;
- **I raggi di base delle ruote non cambiano** perché esse continuano ad ingranare in uguali condizioni cinematiche con lo stesso utensile, non mutando il rapporto di trasmissione ruota tagliata – utensile, dovrà restare costante il raggio di base della ruota essendo fissato il raggio di base dell'utensile.

Dunque la differenza fondamentale tra una *ruota normale* ed una a *profili spostati* sta praticamente nelle dimensioni dei denti in quanto i profili restano identici.

I principali vantaggi che si possono ottenere con una *correzione simmetrica* possono essere così riassunti:

- Poiché il pignone deve sopportare uno sforzo di flessione maggiore, una *correzione* permette di aumentare lo spessore dei denti del pignone, rinforzandolo. Come risultato si ha un bilanciamento della resistenza dei denti fra i due ingranaggi accoppiati.
- I valori di *strisciamento specifico* sono funzione del numero di denti e possono quindi essere molto diversi fra pignone e ruota. La *correzione* aiuta, anche in questo caso, ad avere un bilanciamento in termini di scorrimento, e dunque usura, fra le ruote accoppiate
- Con la *correzione*, il numero di denti del pignone può essere inferiore al valore limite pratico z_{min} , per evitare fenomeni di "sottotaglio".

Di seguito riportato come appaiono le due ruote ingranate dopo una *correzione simmetrica*, in cui è evidente che il pignone si è rinforzato (spessore maggiorato sulla circonferenza di contatto) a scapito della ruota.

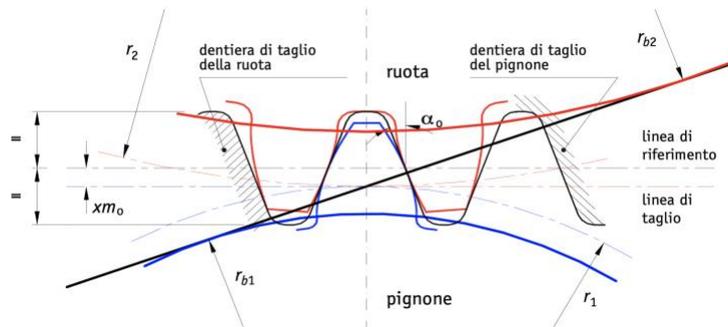


Figura 20 - Condizioni di ingranamento con correzione simmetrica

Parametro	Ruota normale	Ruota corretta simm.
Modulo	$m_0 = p_0 / \pi$	$m_0 = p_0 / \pi$
Angolo di pressione	α_0	α_0
Passo (sulla linea di rif.)	$p = \pi m_0$	$p = \pi m_0$
Spessore (sulla linea di rif.)	$s = \pi m_0 / 2 = \text{vano}$	$s \neq \pi m_0 / 2 \neq \text{vano}$
Raggio Primitivo	$R = mz / 2$	$R = mz / 2$
Addendum	$h_a = m_0$	$h_a \neq m_0$
Dedendum	$h_f = 1.25 m_0$	$h_f \neq 1.25 m_0$
Altezza del dente	$h = 2.25 m_0$	$h = 2.25 m_0$
Interasse	$i = m_0 (z_1 + z_2) / 2$	$i = m_0 (z_1 + z_2) / 2$

Figura 21 – Tabella principali differenze ruota "normale" e corretta simmetrica

In generale quindi l'altezza complessiva del dente resta la stessa, ma viene differenziata in termini di addendum e dedendum.

Si ha *Correzione non-simmetrica*, a variazione d'interasse, quando: $x_1 + x_2 \neq 0$ e per la quale l'interasse i e l'angolo α aumentano o diminuiscono all'aumentare o al diminuire di $x_1 + x_2$; il pignone, in genere, è tagliato con spostamento $x_1 > 0$ mentre la ruota con uno spostamento x_2 che sia diverso da $-x_1$. Così facendo lo spessore s_1 sulla circonferenza primitiva di taglio del pignone 1 è diverso dalla larghezza del vano e_2 misurato sulla circonferenza primitiva di taglio della ruota 2. La somma degli spessori del pignone e della ruota sulle primitive di taglio diventa pari a:

$$s_{10} + s_{20} = \frac{\pi m_0}{2} + 2x_1 m_0 \tan \alpha_0 + \frac{\pi m_0}{2} + 2x_2 m_0 \tan \alpha_0 = \pi \cdot m_0 + 2(x_1 + x_2) m_0 \tan \alpha_0$$

Che risulta diversa dal valore del passo πm_0 per correzione non-simmetrica. Dunque per evitare un ingranamento con gioco (nel caso di $X_1+X_2<0$) o una compenetrazione fra i denti (situazione impossibile data da $X_1+X_2>0$) è necessario spostare i centri delle ruote avvicinandoli o allontanandoli ("condizioni di lavoro"). Per effetto della correzione $X_1 + X_2$, l'interasse non aumenta (o diminuisce) della quantità X_1+X_2 , ma di una quantità inferiore, che comporta una riduzione del gioco di fondo/testa. Per mantenere un gioco di fondo pari a $0,25 \cdot m$ bisognerebbe aumentare l'interasse della stessa quantità di cui aumentano i raggi di troncatura esterna ed interna, ovvero di X_1+X_2 e ridurre opportunamente questi ultimi.

Sulla circonferenza di lavoro avremo che: $S_1 + S_2 = \text{passo}$, in cui i valori di S_1 ed S_2 (di lavoro) possono essere ricavati mediante la relazione per il calcolo dello spessore a raggio diverso da quello della primitiva di taglio:

$$S_1 = r_1 \left(\frac{S_{01}}{r_{p01}} + 2(\text{ev}\alpha_0 - \text{ev}\alpha_l) \right)$$

$$S_2 = r_2 \left(\frac{S_{02}}{r_{p02}} + 2(\text{ev}\alpha_0 - \text{ev}\alpha_l) \right)$$

In cui il nuovo angolo di pressione α_l di lavoro è espresso dalla relazione fondamentale:

$$\text{ev}\alpha_l = \text{ev}\alpha_0 + 2 \tan \alpha_0 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$$

Pedice "0" per grandezze riferite alla circonferenza primitiva di taglio o al taglio "normale".

Si rimanda al *modello di calcolo de l'analisi della trasmissione* per la determinazione delle nuove grandezze di lavoro, relative allo spostamento non-simmetrico: α_l , r_l , i ed m_l .

1.2.4 Influenza della correzione profili sul rapporto di condotta

Le correzioni influenzano il rapporto di condotta, e quindi la lunghezza del segmento dei contatti AB (si veda la definizione di ε_α). Tale grandezza dipende essenzialmente dalla somma X_1+X_2 , mentre risulta poco sensibile dalla ripartizione di X_1+X_2 sui due ingranaggi. Una stessa somma X_1+X_2 , ma ripartita in modo diverso, influenza però la posizione del tratto AB, come in figura:

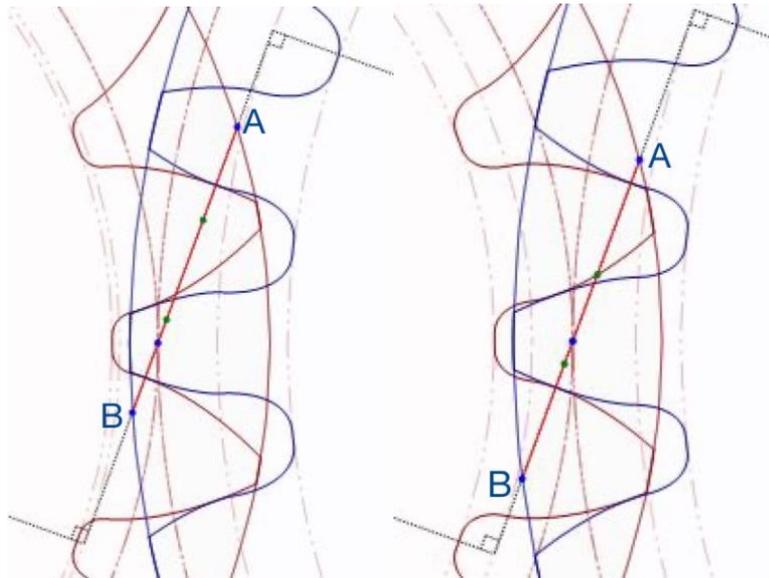


Figura 22 - Posizione del segmento dei contatti al variare dello spostamento simmetrico: $X_1=0,6$ e $X_2=-0,6$ (Sx); $X_1=0,2$ e $X_2=-0,2$ (Dx)

Nel caso di ingranaggi "normali" il grado di ricoprimento risulta sempre compreso fra 1,4 e 2, ma è consigliato che non si scenda mai al di sotto di $\varepsilon_\alpha=1,4$ per non compromettere la continuità della trasmissione;

Per ingranaggi corretti senza variazione di interasse ($X_1+X_2=0$), ε_α resta all'incirca lo stesso;

Nel caso di una quantità $X_1+X_2>0$, il rapporto di condotta diminuisce al crescere di questa, con il rischio della discontinuità della trasmissione, ed è quindi opportuno verificarne il valore per questa casistica;

Forti valori del rapporto di condotta possono essere invece raggiunti con variazione di interasse, ponendo $X_1+X_2<0$. Particolarmente interessante per questo caso, soprattutto per ciò che riguarderà l'analisi della trasmissione, è che un elevato rapporto di condotta assicura un funzionamento silenzioso.

In termini di resistenza, il vantaggio che si ha al crescere di ε_α è che diminuisce la parte di dente destinata a sopportare l'intera spinta fra i denti, poiché aumenta l'intervallo di tempo in cui vi è più di una coppia di denti in presa.

1.3 Trasmissioni automobilistiche - focus sui cambi manuali

1.3.1 Generalità

Il termine *trasmissione* viene utilizzato per indicare una delle unità all'interno della *driveline* di un veicolo, nella maggior parte dei casi, per fare riferimento al *cambio di velocità (gearbox)*.

Per *driveline* (o *drivetrain*) si intende tutto l'insieme degli organi meccanici che vi sono fra l'uscita del *motore* ed i *mozz*i delle ruote.

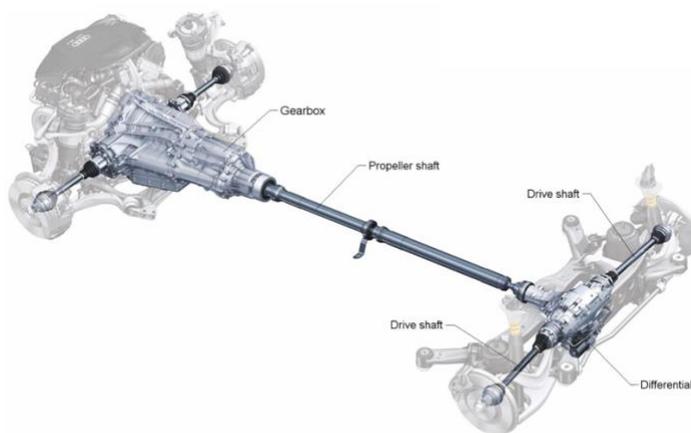


Image: Drivetrain architecture (Audi A6 quattro) and main components
Credit: Audi

Figura 23 - Esempio di drivetrain architecture (Audi A6 quattro)

Ancor più in generale, l'insieme di *motore (engine)*, della *driveline* e degli organi finali (ruote motrici) dà luogo al *powertrain (gruppo motopropulsore)* per indicare l'insieme dei componenti utilizzati per trasformare l'energia chimica immagazzinata in energia cinetica per la propulsione del veicolo, anche se spesso per *powertrain* si intende solamente l'insieme di *motore e trasmissione*.

L'efficienza del *drivetrain* ha un impatto significativo sull'efficienza complessiva del veicolo e dunque maggiore è la sua efficienza, minore sarà il consumo di combustibile (e quindi anche in termini di emissioni di CO₂). Lo scopo principale della *trasmissione* o più in generale della *driveline* è di trasferire la potenza generata dal *motore* alle ruote, per permettere il moto del veicolo.

Alcune delle funzioni principali che la trasmissione deve assolvere sono:

- Consentire al veicolo di partire da fermo, con il motore in continua rotazione
- Permettere l'arresto del veicolo interrompendo il flusso di potenza dal *motore* alla *driveline*, quando richiesto
- Modificare il rapporto fra la velocità del *motore* e le ruote, permettendo di variarlo in base alle esigenze

- Trasmettere la coppia motrice richiesta alle ruote.

La *trasmissione* deve poter svolgere tali operazioni, ma anche molteplici altre, in modo impeccabile ed efficiente. In caso di progettazione non ottimale, questa sarà fonte di vibrazioni, rumorosità che si tradurranno in scarso confort di guida, maggiori consumi e ne verrà intaccata anche l'affidabilità: è a rischio la sicurezza dei passeggeri, in caso di malfunzionamenti o incidente.

La trasmissione è una delle aree, di tutto il comparto automobilistico, che ha maggiormente subito evoluzioni nel tempo. L'auto moderna sta richiedendo enormi sforzi in campo di innovazione, oggi infatti ai progettisti di cambi sono imposti obiettivi di alto profilo, in quanto le nuove trasmissioni devono essere sempre più contenute in termini di dimensioni e allo stesso tempo devono offrire un numero di rapporti sempre più elevato. Dunque, in ambito automotive, il settore delle trasmissioni è uno dei campi più interessanti dal punto di vista ingegneristico ed in continua evoluzione (basti pensare all'impatto sull'architettura di un veicolo, del recente avvento di veicoli a trazione ibrida), nonostante la parte di *trasmissione* sia un aspetto del veicolo nascosto alla vista e spesso ignorato da chi acquista un'auto, fintanto che non è causa di problemi.

1.3.2 Layout di un veicolo

La disposizione dei vari componenti del *powertrain* in un veicolo ha un forte impatto sulla sua ingegnerizzazione (per ciò che riguarda la distribuzione dei pesi, la dinamica del veicolo, lo spazio disponibile per il motore, i relativi accessori e la trasmissione, etc).

La scelta di un certo *layout* piuttosto che un altro dipende principalmente dal tipo di segmento a cui il veicolo appartiene (dalle citycars, le berline o familiari, fino ai fuoristrada) oppure dalla tradizione del brand costruttore.

E poiché, in genere, uno stesso pianale di un veicolo è utilizzato per differenti varianti, al *layout* è richiesto che sia sufficientemente flessibile per consentire l'equipaggiamento di una gamma motori e/o trasmissioni.

Fra le architetture più frequentemente adottate distinguiamo:

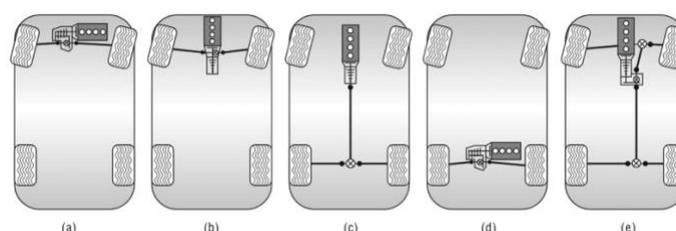


Figura 24 - Tipici layout meccanici nei veicoli

- a) *Trazione anteriore con motore trasversale all'anteriore*, che rappresenta la "configurazione standard", ed è attualmente la più diffusa. La trasmissione è anch'essa trasversale agli assi ed in linea con il motore.
- b) *Trazione anteriore con motore longitudinale all'anteriore*, architettura utilizzata, in genere, per veicoli a trazione anteriore con dimensioni maggiori rispetto il caso a). L'insieme motore/gearbox, in proporzione più grande ad esempio in lunghezza, rende impossibile il montaggio in posizione trasversale. Inoltre mantenendo la stessa installazione del motore, questa soluzione consente facilmente le configurazioni in trazione anteriore, posteriore o integrale, con la stessa piattaforma del veicolo.
- c) *Trazione posteriore con motore longitudinale all'anteriore*, architettura con motore e trasmissione ancora in linea, ma montati longitudinalmente con un albero che trasmette il moto all'asse posteriore.
- d) *Trazione posteriore con motore trasversale al posteriore*, applicazione tipica per auto sportive a due posti.
- e) *Trazione integrale con motore all'anteriore*, frequentemente impiegata nei "fuoristrada", che con la loro maggior altezza, consentono di collocare il motore sopra l'asse anteriore.

Pur essendoci sul mercato ancora tante altre architetture per trazione anteriore, posteriore ed integrale, quelle elencate rappresentano la maggior parte delle architetture dei veicoli su strada.

Particolarmente rilevante è il fatto che i layout meccanici trasversali hanno il vantaggio di avere un maggior rendimento per il fatto che non hanno l'inconveniente di dover ruotare la trasmissione del moto di un angolo retto. Ciò consente di eliminare il set di ingranaggi conici, necessari in una configurazione longitudinale, e meno efficienti rispetto ad un trasferimento di potenza fra ingranaggi su alberi paralleli.

1.3.3 Le trasmissioni manuali

La “*Trasmissione Manuale*” o semplicemente “*Cambio Manuale*” equipaggia gli autoveicoli ormai da diversi decenni. Ancora oggi è la forma più utilizzata per il cambio delle marce in un veicolo, soprattutto in Europa, e funziona sul semplice principio del *rapporto di trasmissione* $i = \frac{\omega_{IN}}{\omega_{OUT}} = \frac{Z_{OUT}}{Z_{IN}}$.

Come suggerisce il nome stesso, il guidatore, che utilizza un cambio di questo tipo, è chiamato a variarne il rapporto di trasmissione “inserendo” una marcia piuttosto che un’altra in base alle esigenze del veicolo, oltre che ad agire sul pedale della frizione. Le differenti coppie di ruote che possiamo trovare generano un differente rapporto di trasmissione, che consentono differenti velocità relative fra motore e ruote.

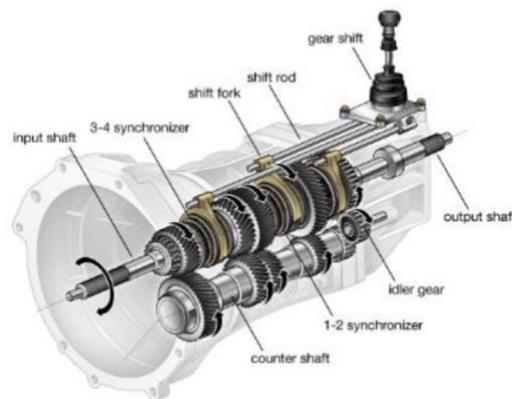


Figura 25 – Vista assometrica di una trasmissione manuale – (Fonte[s.1])

Di *trasmissioni manuali* ne esistono differenti tipologie, ma possiamo classificarle, in prima battuta, in base al numero di rapporti discreti, senza contare la retromarcia e la riduzione finale anche se integrata nel cambio. Per uno stesso numero di rapporti discreti, possiamo identificare essenzialmente tre configurazioni:

- a) In cascata
- b) A contralbero
- c) A stadio multiplo

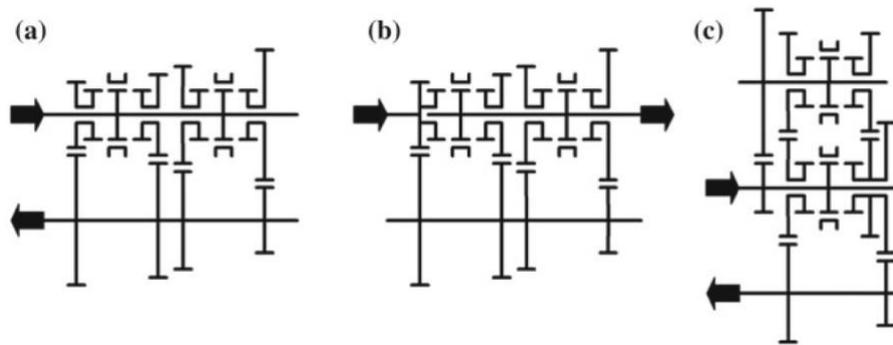


Figura 26 – Schema di un cambio a 4 rapporti in tre differenti configurazioni: a) In cascata b) A contralbero c) A triplo stadio

- a) *A cascata*: configurazione maggiormente impiegata per veicoli a trazione anteriore, ma più in generale nei casi in cui motore e cambio siano integrati nell'assale motore (quindi anche per trazione posteriore) ed in cui risulta più agevole che l'albero d'ingresso e di uscita siano disassati. Per questa architettura il differenziale è integrato con il cambio.
- b) *A contralbero* (come nel caso della trasmissione in analisi): configurazione del cambio più diffusa nelle architetture con motore longitudinale a trazione posteriore. La struttura vede due alberi allineati (di ingresso ed uscita), in comunicazione mediante il contralbero. In questo caso, il differenziale non sarà integrato col cambio, ma installato direttamente sull'assale.
- c) *A più contralberi*: soluzione adatta soprattutto ai veicoli a trazione anteriore e motore trasversale, per il vantaggio di contenere l'ingombro in lunghezza del cambio e dunque configurazione sfruttata in particolare quando il numero totale dei rapporti renda impossibile l'applicazione della soluzione in cascata. Infatti, su vetture con architetture con motore trasversale e trazione anteriore, imposta la larghezza delle ruote e quella del veicolo, la lunghezza del cambio influenza fortemente l'angolo di sterzata massima. Tuttavia a fronte di un vantaggio sull'ingombro si ha, per contro, un peggior rendimento della trasmissione per il maggior numero di coppie di ruote dentate in presa. Inoltre, a differenza di quanto possa sembrare nello schema di figura 26(c), gli assi non giacciono su uno stesso piano, per ridurre l'ingombro esterno del cambio.

1.3.3.1 Cenni cambi manuali per veicoli industriali

La categoria cosiddetta "heavy-duty" (HDVs), comprende veicoli quali autocarri, autobus e pullman, il cui peso è maggiore di 3,5t (autocarri) oppure l'omologazione per il trasporto passeggeri sia maggiore di 8 (autobus e pullman). Veicoli di peso inferiore alle 3.5t, che possono essere identificati come "veicoli commerciali", impiegano cambi di derivazione autoveicolistica come quelli sopra descritti, mentre per quelli adottati dagli HDVs possiamo distinguere cambi con innesti sincronizzati e cambi con innesti non sincronizzati, che possono essere attuati in modo diretto, come un cambio manuale automobilistico, od in modo indiretto, mediante servomeccanismi. I cambi non sincronizzati, caratterizzati da elevata robustezza, trovano impiego soprattutto per gli autocarri per trasporti a lunga distanza. Per autobus sono invece molto diffusi cambi parzialmente o totalmente automatici.

Nei cambi a 4, 5 o 6 rapporti, la disposizione a *contralbero* (stesso schema di figura 26(b)) rappresenta uno standard, con il rapporto più alto ottenuto o mediante *presa diretta* o mediante il rapporto più alto nel contralbero. La *presa diretta*, caratterizzata dal rendimento meccanico migliore, è posta per la marcia che più frequentemente viene utilizzata.

1.3.3.2 Funzionamento di un cambio manuale

Oggi le trasmissioni manuali negli autoveicoli sono “sincronizzate” e risolvono i problemi di innesto relativi ai cambi “non sincronizzati”. Il *sincronizzatore* è un dispositivo che ha la funzione di rendere possibile il cambio della coppia di ruote dentate in presa, mentre la vettura è in movimento, evitando che si inneschino fenomeni dinamici tali da danneggiare le dentature degli innesti, o anche semplicemente provocare rumori.

Nel cambio *sincronizzato* le ruote, a cui sono accoppiati i sincronizzatori, sono montate “folli” sull’albero d’ingresso o di uscita, in genere mediante cuscinetti a rullini, e sono sempre ingranate con le ruote corrispondenti, rigidamente calettate all’altro albero (vedi figura 27).

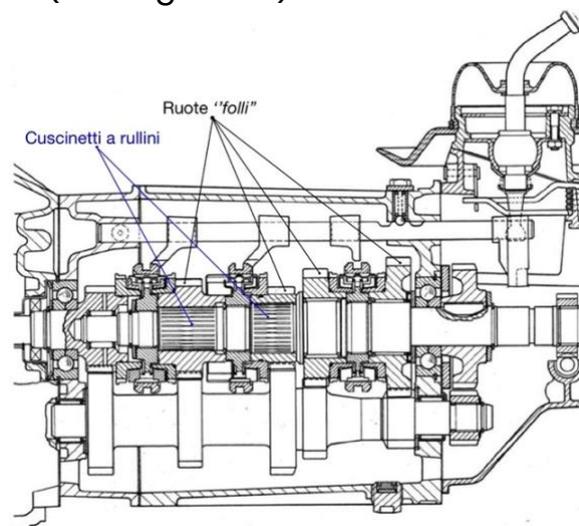


Figura 27 - Sezione di cambio “a contralbero” con ruote folli sull’albero di uscita calettate mediante cuscinetti a rullini – (Fonte:[6])

L’obiettivo principale della *trasmissione manuale* è, come anticipato, bloccare l’ingranaggio in posizione allentata, in modo fluido ed efficace, per realizzare i diversi rapporti di trasmissione. Ciò è reso possibile dal fatto che gli ingranaggi principali hanno un *dispositivo di sincronizzazione a cono dentato*, come in figura:



Figura 28 - Ruota con cono dentato (Fonte:[s.3])

Un *mozzo* è fissato all'albero mentre un *manicotto* è libero di scorrere assialmente su di esso. Quando il *manicotto* si collega con il *sincronizzatore a cono dentato*, l'ingranaggio (che era folle) e l'albero diverranno solidali e ruoteranno alla stessa velocità angolare, quindi l'azione desiderata di bloccaggio della ruota sarà raggiunta:

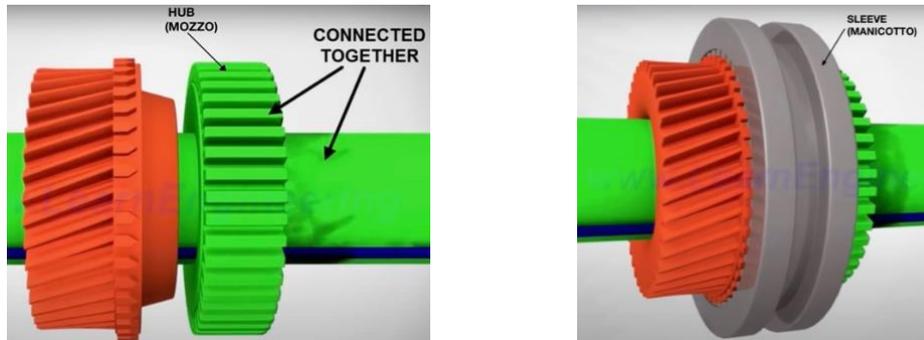


Figura 29 - Immagini semplificate: - Mozzo solidale all'albero e ruota da bloccare (Sx) - Bloccaggio ruota, resa solidale all'albero di uscita (Dx); (Fonte:[s.2])

Prima che avvenga la sincronizzazione, nel cambio, l'albero di uscita e gli ingranaggi ruotano a velocità diverse, ragione per la quale l'azione di bloccaggio non è del tutto semplice.

Un *anello sincronizzatore*, interposto fra mozzo ed il sincronizzatore a cono dentato della ruota, agisce come una frizione, per annullare la velocità relativa fra i due elementi. Tale anello infatti può sia ruotare relativamente al mozzo ma è anche libero di scorrere assialmente.



Figura 30 - Anello sincronizzatore, in blu (Fonte:[s.3])

Prima di spostare il *manicotto*, viene premuto il pedale della frizione per interrompere il flusso di potenza, e quando questo potrà essere spostato, premerà l'*anello sincronizzatore* contro il cono. A causa dell'elevata forza di attrito fra l'*anello sincronizzatore* ed il cono, la velocità dell'ingranaggio diverrà la stessa dell'albero.

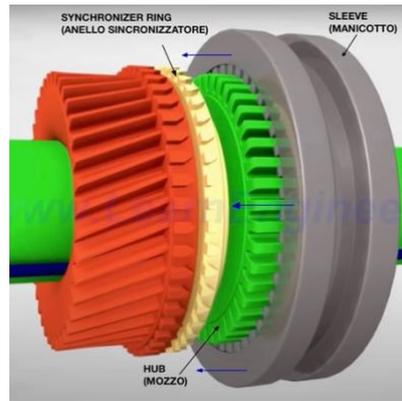


Figura 31 - Immagine semplificativa - Manicotto che spingerà l'anello sincronizzatore (in giallo) sulla ruota a cono dentato (in rosso) permettendo il bloccaggio (Fonte:[s.2])

A questo punto il *manicotto* può scorrere ulteriormente e verrà bloccato insieme all'ingranaggio. Così facendo viene bloccato l'ingranaggio con l'albero in modo fluido ed efficace; analogo meccanismo è impiegato per passare ad altre marce. Se si volesse, invece, spostare il manicotto istantaneamente per calettare direttamente la ruota principale, anche a frizione aperta, la diversa velocità angolare rispetto al dispositivo di sincronizzazione della ruota da calettare, causerebbe ripetuti urti contro le dentature, provocando danni strutturali e rumore. *Sincronizzare* il cambio significa infatti annullare la differenza di velocità angolare fra le parti, prima che esse siano innestate. Lo schema di dettaglio di un esempio di sincronizzatore, che serve due marce, è riportato in figura 32, in cui possiamo distinguere in bollatura:

- Ruote folli (1) e (2) sull'albero di uscita (3);
- Un mozzo (4) solidale all'albero di uscita sul quale scorre il manicotto (5), fra le ruote (1) e (2);
- Tre "cracker" (6), fra manicotto (5) e mozzo (4), disposti a 120° che mantengono il manicotto (5) centrato e definiscono la posizione angolare dell'anello sincronizzatore (7) durante l'innesto.

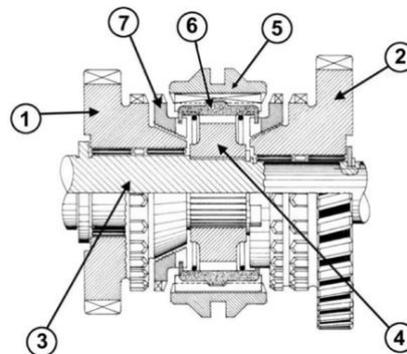


Figura 32 - Semisezione di un sincronizzatore (Fonte:[6])

Per quanto riguarda la retromarcia, si utilizza una disposizione a 3 ingranaggi, di cui una è "folle"; quando l'ingranaggio supplementare viene spinto e collegato agli altri due ingranaggi, l'albero di uscita girerà nella direzione opposta.

La retromarcia si distingue dal fatto che non vi è il meccanismo con *anello sincronizzatore*, per tale motivo la rotazione del cambio deve fermarsi prima di innestare la retro.

Di seguito illustrato un esempio di percorso del flusso di potenza a marcia innestata (in tal caso *1 marcia*). Gli elementi interessati saranno: l'albero in ingresso (1), la coppia di ruote (4), gli ingranaggi della prima marcia (6) e l'albero di uscita (2).

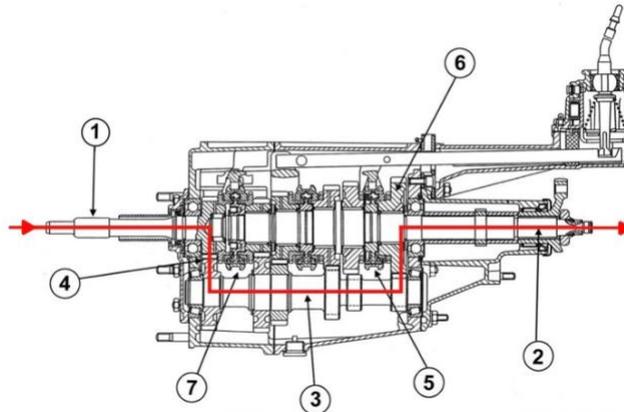


Figura 33 - Trasmissione del moto in 1 marcia, in un cambio "a contralbero" (Fonte:[6])

1.3.3.3 Vantaggi & svantaggi di un cambio manuale

Vantaggi

- Il cambio manuale è potenzialmente la tipologia di trasmissione che consente il minor consumo di carburante, anche se questo dipende molto dal guidatore nel selezionare il rapporto più opportuno durante la guida
- Ha solitamente un elevato rendimento meccanico elevato
- È relativamente economica da produrre, in generale, ha un costo di circa la metà rispetto ad un equivalente cambio automatico
- Leggerezza, tipicamente il 50-70% del peso di un equivalente cambio automatico
- Più piccolo, e quindi più facile da collocare nel veicolo

Svantaggi

- Le emissioni ed il consumo di combustibile possono essere pesantemente influenzate dalla guida, in base alla selezione delle marce
- Necessaria un minimo di abilità nella guida
- Innestare e disinnestare la frizione ed ingranare le marce può essere stancante, specialmente nel traffico

1.3.4 Cenni sull'evoluzione delle trasmissioni manuali

Il trend evolutivo del progetto di un cambio manuale tradizionale (in parte sovrapponibile a quello dei cambi puramente automatici qui non trattati) descritto nei paragrafi precedenti può essere così individuato:

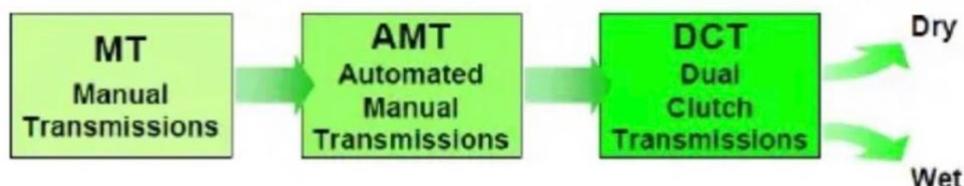


Figure 34 - Linea evolutiva trasmissioni manuali (Fonte:[10])

1.3.4.1 AMT – Automated Manual Transmissions (cambio *automatizzato o robotizzato*)

Tipologia di “cambio automatico” più semplice, si tratta infatti di un normale cambio manuale (e non di un cambio automatico vero e proprio) in cui gli innesti delle marce, oltre che al controllo della frizione, vengono svolti da attuatori comandati da una centralina, che a seconda della necessità del veicolo, decidono quale marcia utilizzare.

Generalmente tramite questo cambio è anche possibile selezionare a propria scelta la marcia tramite una leva o un paddle posto dietro al volante.

Vantaggi di questo cambio sono sicuramente il basso costo di produzione rispetto ai cambi automatici veri e propri, e rispetto ad un manuale tradizionale, un maggiore confort al guidatore che non deve più intervenire sulla leva del cambio e frizione, con maggiore sicurezza durante la guida in quanto non è necessario mai sollevare le mani dal volante.

Questa categoria di cambi sta raggiungendo una apprezzabile diffusione e potrebbe, nei prossimi anni, avere un ulteriore sviluppo di mercato.

1.3.4.2 DCT – Dual Clutch Transmissions (cambio automatico a doppia frizione)

Soluzione molto diffusa fra le auto sportive che ha il vantaggio di essere estremamente rapida e di annullare la perdita di potenza fra una marcia e l'altra, ma ha lo svantaggio di avere un costo elevato e, come suggerisce il nome stesso, utilizza una coppia di frizioni anziché una soltanto.

Essa rientra fra le trasmissioni puramente automatiche, ma mantiene una certa somiglianza con le manuali, di cui ne costituisce una evoluzione.

Le frizioni C_1 (in rosso) e C_2 (verde) pongono in rotazione, alternativamente ed in modo indipendente, due alberi primari coassiali e concentrici, il primo dei quali (verde) è dedicato alle marce pari e l'altro alle dispari (rosso)- (fig.35)

In prima marcia sarà chiusa la frizione C_1 ed aperta C_2 e di conseguenza, l'albero della prima marcia trasmetterà potenza, mentre quello della seconda marcia risulterà folle.

Durante il funzionamento, mentre sarà ancora in presa la prima marcia, sarà intanto possibile innestare la seconda che si trova ancora sull'albero folle dove è calettata la frizione C_2 , rendendo al guidatore il tutto impercettibile;

in qualsiasi istante si potrà attuare l'innesto della C_2 ed il disinnesto della C_1 , realizzando così un passaggio *power-shift*, ovvero un cambio di marcia dalla prima alla seconda, senza interruzione di potenza. Processo analogo per le marce successive: si può disinserire la prima, per inserire la terza (che si trovano sullo stesso albero con frizione C_1 adesso disinnestata) mentre è in presa la seconda marcia, in attesa dell'eventuale passaggio in terza.

Le marce dovranno essere utilizzate in modo sequenziale, non sono possibili passaggi ascendenti o discendenti che "saltano" un rapporto.

Per questa tipologia di cambio esistono due soluzioni costruttive: "Wet" o "Dry", in base al fatto che le frizioni siano, rispettivamente, in bagno d'olio o a secco.

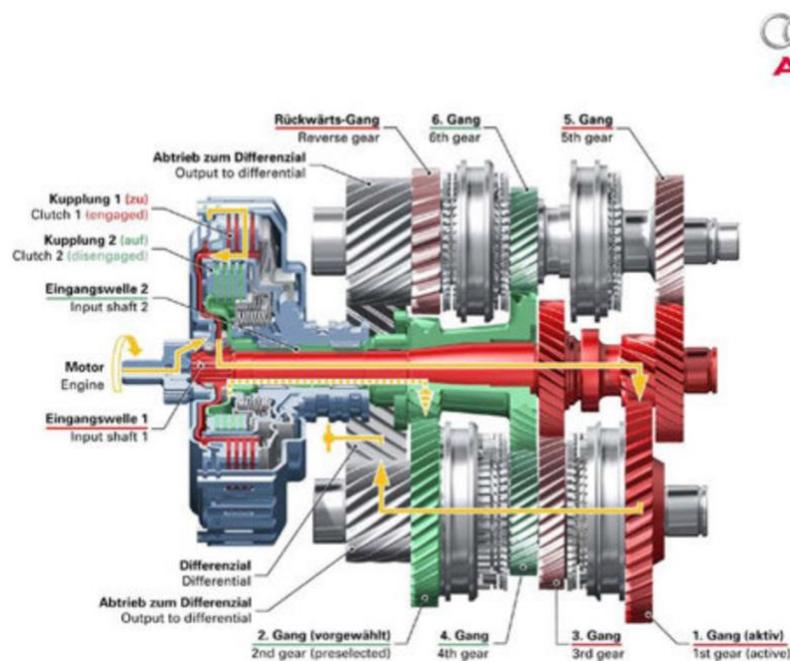


Figure 35 - Cambio DCT a sei rapporti Audi (Fonte:[s.5])

CAPITOLO 2 – ANALISI DELLA TRASMISSIONE

2.1 Generalità sulla trasmissione manuale Iveco

La trasmissione oggetto dell'analisi è al servizio di un Iveco EuroCargo, uno dei veicoli industriali più diffusi nel segmento del trasporto merci di medie dimensioni.



Figura 36 - EuroCargo (fonte:[s.4])

Si tratta di un cambio manuale "a contralbero", con disposizione verticale, a 5 marce più retromarcia e come oramai tutti i cambi manuali moderni, anche questo è di tipo *sincronizzato*, e dunque dotato di *sincronizzatori*, dispositivi che, come descritto nel paragrafo relativo al *funzionamento di un cambio manuale*, permettono un innesto semplice ed efficace. Essenzialmente questo cambio si compone su due alberi: *primario* (costituito a sua volta da un albero di input ed uno di output) e *secondario*; come visibile nella figura seguente:

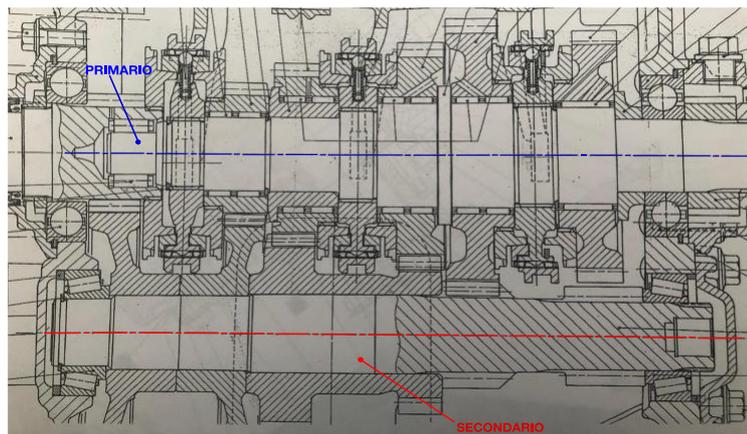


Figura 37- Sezione cambio: focus su albero secondario e primario

Sull'albero primario ritroviamo tutti e tre i selettori con sincronismi, in particolare:

- Un meccanismo per la I marcia
- Un meccanismo per II e III marcia
- Un meccanismo per IV e V marcia

La retromarcia non è invece sincronizzata. Soluzione tipica per i mezzi di trasporti pesanti è la *presa diretta*, che in questo caso ritroviamo per la V marcia (la più utilizzata), per la quale avremo quindi un rapporto 1:1 alla trasmissione finale ed il trasferimento di potenza avverrà direttamente dal motore ed attraverso il primario, bypassando il secondario, come in figura:

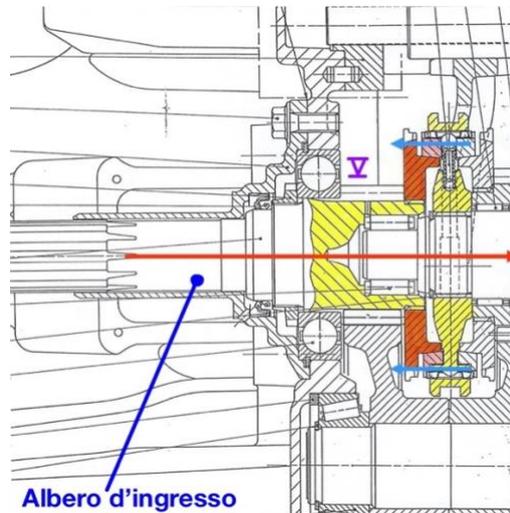


Figura 38 - Trasferimento di potenza in presa diretta (innesto V marcia)



Figura 39 - Cambio IVECO EuroCargo (immagine su concessione della Prof.ssa Curà)

Come anticipato, l'obiettivo dello studio svolto su questo cambio è stato quello di trasformare la coppia di ruote elicoidali, relative alla IV marcia, con delle ruote equivalenti a denti diritti, variandone i parametri di taglio e sfruttando la tecnica dello *spostamento profili* per raggiungere un *rapporto di condotta* ≥ 2 . Individuate un paio di soluzioni ottimali, si è confrontata e quantificata l'*efficienza* mediante un modello disponibile in letteratura, riportato in seguito. In ultimo per la fase analitica, se n'è verificata la resistenza alla flessione ed al contatto hertziano sia per sollecitazione *statica* che a *fatica*.

2.2 Modelli applicati

2.2.1 Modello di calcolo

Per ciò che riguarda la definizione della geometria delle ruote, il calcolo del rapporto di condotta e la verifica della condizione di non-interferenza (per profili spostati e non), si faccia riferimento allo schema di figura 40:

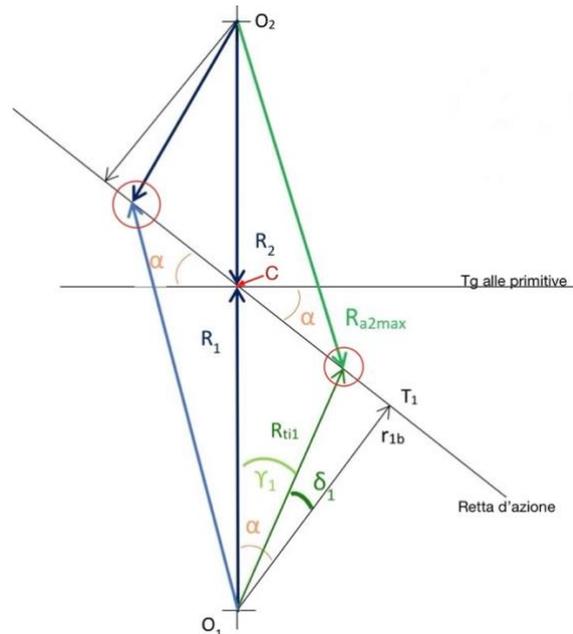


Figura 40 - Schematizzazione contatto fra due ruote dentate

Si assume la convenzione di utilizzare il pedice 1 per indicare le grandezze relative alla ruota motrice (P) ed il pedice 2 per quella condotta (R).

- Raggi primitivi:

$$R_{10} = \frac{z_1 m}{2}$$

$$R_{20} = \frac{z_2 m}{2}$$

- Raggi di troncatura interna:

$$R_{ti1} = \sqrt{\left[\frac{z_1 m_0}{2} - m_0(1 - X_1)\right]^2 - \left[\frac{m_0}{\tan \alpha}(1 - X_1)\right]^2}$$

$$R_{ti2} = \sqrt{\left[\frac{z_2 m_0}{2} - m_0(1 - X_2)\right]^2 - \left[\frac{m_0}{\tan \alpha}(1 - X_2)\right]^2}$$

- Calcolo raggi di troncatura esterna massimi:

$$r_{1b} = R_{10} \cos \alpha_0$$

$$r_{2b} = R_{20} \cos \alpha_0$$

$$\cos \delta_1 = \frac{r_{1b}}{R_{ti1}}$$

$$\cos \delta_2 = \frac{r_{2b}}{R_{ti2}}$$

$$I = R_1 + R_2$$

$$\gamma_1 = \alpha - \delta_1$$

$$\gamma_2 = \alpha - \delta_2$$

$$R_{amax2} = \sqrt{[I - R_{ti1} \cos \gamma_1]^2 + [R_{ti1} \sin \gamma_1]^2}$$

$$R_{amax1} = \sqrt{[I - R_{ti2} \cos \gamma_1]^2 + [R_{ti2} \sin \gamma_1]^2}$$

Verifica condizione di non-interferenza: si ha interferenza quando la testa del dente della ruota ingrana con la base del profilo del pignone nel tratto di raccordo (raggio di fondo – raggio di troncatura interna) che non è ad evolvente; in tal caso si ha una compenetrazione dei denti e rapida usura nonché un funzionamento irregolare. È necessario verificare quindi che: $R_{amax2} \leq R_{ti1}$.

- Rapporto di condotta o grado di ricoprimento:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (R_1 + R_2) \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha}$$

Per raggiungere l'obiettivo di $\varepsilon_\alpha \geq 2$ agiremo quindi sui tre parametri: X_1 , X_2 ed α .

Correzione profili non simmetrica: $x_1 + x_2 \neq 0$

- Spessori e vani del pignone e della ruota sulle primitive di taglio:

$$S_{10} = \frac{\pi m_0}{2} + 2x_1 m_0 \tan \alpha_0 \quad S_{20} = \frac{\pi m_0}{2} + 2x_2 m_0 \tan \alpha_0$$

$$e_{10} = \frac{\pi m_0}{2} - 2x_1 m_0 \tan \alpha_0 \quad e_{20} = \frac{\pi m_0}{2} - 2x_2 m_0 \tan \alpha_0$$

- relazione fondamentale per il calcolo dell'angolo di pressione di lavoro α_1 :

$$ev\alpha_l = ev\alpha_0 + 2\tan\alpha_0 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$$

E sapendo che, per definizione:

$$ev\alpha_l = tg\alpha_l - \alpha_l$$

Per ottenere l'angolo di pressione di lavoro è necessario impostare un calcolo iterativo.

Nota α_l , si possono ricavare raggi primitivi di lavoro e si conseguenza il nuovo interasse di funzionamento ed il modulo :

- Raggi primitivi di lavoro:

$$r_{1l} = r_{b1} / \cos\alpha_l$$

$$r_{2l} = r_{b2} / \cos\alpha_l$$

- Interasse di funzionamento:

$$i = r_{1l} + r_{2l} = (r_{p10} + r_{p20})$$

- Modulo di funzionamento:

$$m_l = \frac{2r_{1l}}{z_1} = \frac{2r_{2l}}{z_2} = m_0 \frac{\cos\alpha_l}{\cos\alpha_0}$$

Per raggiungere l'obiettivo di $\varepsilon_\alpha \geq 2$ si agirà quindi sui tre parametri: \mathbf{X}_1 , \mathbf{X}_2 ed α .

2.2.2 Modello di rendimento per le ruote dentate

Esistono diversi fenomeni che generano le perdite di potenza nelle ruote dentate: *perdite per ingranamento* (sulle quali ci si è concentrati), ma anche *perdite per sbattimento, ventilazione ecc.*

In letteratura esistono diversi modelli coi quali prevedere le *perdite per ingranamento* tra due ruote, gran parte di essi calcolano la potenza dissipata come prodotto tra la potenza totale, un coefficiente d'attrito medio e un coefficiente geometrico. In generale, l'elemento critico nel calcolo delle *perdite per ingranamento* è proprio la stima coefficiente d'attrito, che varierebbe lungo il segmento dei contatti, perciò nei vari modelli si fa riferimento ad un valore medio del coefficiente d'attrito. Il calcolo del coefficiente geometrico invece risulta abbastanza affidabile e nonostante venga calcolato in modo diverso in vari modelli, porta a risultati quasi analoghi.

Il modello scelto per il calcolo delle *perdite per ingranamento* deriva dalla normativa ISO/TR 14179-2 ed è così strutturato:

La potenza persa nell'ingranamento tra due ruote dentate P_{LOSS} , come anticipato, è data dal prodotto fra la potenza in ingresso all'ingranamento stesso P_{TOT} , un coefficiente di attrito medio μ_m e un coefficiente che dipende dalla geometria delle ruote:

$$P_{LOSS} = P_{TOT} \cdot \mu_m \cdot H_V$$

In cui il *coefficiente d'attrito medio* μ_m va calcolato con la relazione seguente:

$$\mu_m = 0,048 \cdot \left(\frac{F_{bt}/b}{V_{\Sigma C} \cdot \rho} \right)^{0,2} \cdot \eta_{oil}^{-0,05} \cdot R_{am}^{0,25} \cdot X_L$$

In cui:

Il valore della forza di contatto F_{bt} per ruote elicoidali o a denti dritti, può essere stimato come:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

- F_t [N] è la forza tangenziale che si scambiano le due ruote;
- α_{wt} [°] è l'angolo di pressione trasversale di funzionamento;
- b [mm] è la minima larghezza di fascia delle due ruote;
- F_{bt}/b [N/mm] è la forza di contatto per unità di lunghezza;
- η_{oil} [mPa·s] è la viscosità dinamica dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- R_{am} [μm] è la media aritmetica delle rugosità superficiali delle due ruote;
- $v_{\Sigma C}$ [m/s] è la somma delle velocità nel punto primitivo;
- ρ [mm] è il raggio di curvatura pratica nel punto primitivo;
- X_L [-] è un fattore legato al tipo di lubrificante.

Si mantiene la convenzione di utilizzare il pedice 1 per indicare le grandezze relative alla ruota motrice (P) ed il pedice 2 per quella condotta (R).

Osservazioni al calcolo dei parametri del coefficiente d'attrito:

La normativa consiglia di assumere per F_{bt}/b un valore massimo pari a 150 N/mm anche se il valore calcolato dovesse risultare maggiore;

La rugosità media va calcolata come $0,5(R_{a1} + R_{a2})$;

La somma delle velocità va calcolata, per ruote elicoidali o a denti diritti, mediante la relazione seguente:

$$v_{\Sigma C} = 2v_t \sin \alpha_{wt}$$

Dove:

- v_t : velocità periferica sulla circonferenza primitiva;
- α_{wt} : angolo di pressione trasversale di funzionamento;

Da normativa, il valore massimo da considerare va limitato a 50m/s.

Il raggio di curvatura pratica ρ coincide con il valore nominale del raggio di curvatura nel punto di contatto, per ruote a denti diritti, mentre va diviso per il coseno dell'angolo d'elica su diametro di base, per ruote elicoidali. Nei casi in esame è stato fatto riferimento ad un ρ_{eq} , che nel generico punto del segmento dei contatti assume l'espressione seguente:

$$\rho_1 = \frac{D_{b1}}{2} \tan \theta_{rif}$$

$$\rho_2 = s_{base} - \rho_1$$

$$\rho_{eq} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

In cui:

- ρ_1 : raggio di curvatura del dente della ruota 1 nel punto di contatto;
- ρ_2 : raggio di curvatura del dente della ruota 2 nel punto di contatto;
- s_{base} : lunghezza del segmento di base;
- D_{b1} : diametro di base della ruota 1;
- θ_{rif} : angolo che individua la posizione del generico punto H.

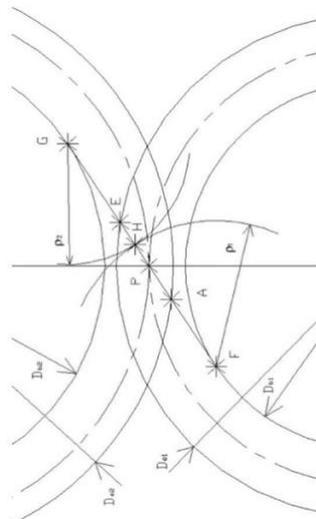


Figura 41 - Schema ingranamento

Il fattore legato al lubrificante va imposto pari ai seguenti valori in base al tipo di lubrificante:

- $X_L=1$ per olii minerali (come nel caso in esame);
- $X_L=0,8$ per polialfaolefine ed esteri;
- $X_L=0,6$ per poliglicoli;
- $X_L=1,3$ per esteri fosforici, ecc.

La viscosità dinamica dell'olio, ad una data temperatura, è data, in generale, dal prodotto fra la densità ρ e la viscosità cinematica ν :

$$\eta(T) = \nu(T) \cdot \rho(T)$$

Per semplicità è stato assunto, per tutti i casi in esame, un valore di riferimento pari a 50cP.

Per ciò che riguarda la stima del *grado di perdita dell'ingranamento* H_V , esso può essere calcolato con la seguente relazione:

$$H_V = \pi \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot (E_1 + E_2) \cdot H_{V\beta}$$

Per tale parametro occorre dapprima valutare i *rapporti di condotta trasversali* ε_1 ed ε_2 con le seguenti espressioni:

$$\varepsilon_1 = \frac{z_1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1} - \tan\alpha_{wt} \quad \varepsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{d_{e2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1} - \tan\alpha_{wt}$$

In cui:

- $d_{e1,2}$: diametro esterno di ciascuna ruota;
- $d_{b1,2}$: diametro di base di ciascuna ruota;
- α_{wt} : angolo di pressione trasversale di funzionamento;
- $z_{1,2}$: numero di denti di ciascuna ruota.

Noti i *rapporti di condotta trasversali*, si determinano di conseguenza i valori dei coefficienti E_1 ed E_2 , in base alle relazioni seguenti:

$$\begin{aligned} E_{1;2} &= 0,5 - \varepsilon_{1;2} + \varepsilon_{1;2}^2 && \text{per } 0 \leq \varepsilon_{1;2} \leq 1 \\ E_{1;2} &= \varepsilon_{1;2} - 0,5 && \text{per } \varepsilon_{1;2} > 1 \\ E_{1;2} &= 0,5 - \varepsilon_{1;2} && \text{per } \varepsilon_{1;2} < 0 \end{aligned}$$

Il coefficiente $H_{V\beta}$ si pone pari a $H_{V\beta} = \frac{1}{\cos\beta}$ con β : angolo d'elica, ed assumerà quindi valore pari ad 1 per ruote a denti diritti.

Da cui finalmente, è possibile ricavare la potenza persa P_{LOSS} , di cui sopra, ed il rendimento η espresso come:

$$\eta = \frac{P_{tot} - P_{loss}}{P_{tot}}$$

2.3 Fase analitica

I dati a disposizione per l'analisi del cambio riguardano le caratteristiche geometriche delle singole ruote dentate e più in generale quelle tecniche della trasmissione e del motore

Marcia	$i=Z_R/Z_P$	Z_P	Z_R	m_n [mm]	l [mm]	α_n [°]	β [°]
V	2,381	21	50	2,86	110	20	22,5
IV	0,6	45	27	2,80	110	20	23,5
III	0,967	30	29	3,42	110	20	23,5
II	1,684	19	32	3,97	110	20	23
I	3,231	13	42	3,78	110	22,5	19
RM	1,75	12	31	4,00	110	22,5	11

Figura 42 - Caratteristiche geometriche di serie

- Z_P : numero denti del pignone (ruota motrice)
- Z_R : numero denti della ruota (condotta)
- m_n : modulo normale
- l : interasse ruote
- α_n : angolo di pressione normale
- β : angolo di inclinazione dell'elica

i_{ponte}	3,73
Materiale: 16CrNi5	$R_{p02}=2000$ MPa
Potenza massima @ rpm:	110 kW (150 CV) @2700 rpm
Velocità massima @ rpm:	120 km/h @ 2700 rpm
Circonferenza di rotolamento:	2575 mm

Figura 43 - Caratteristiche tecniche di serie

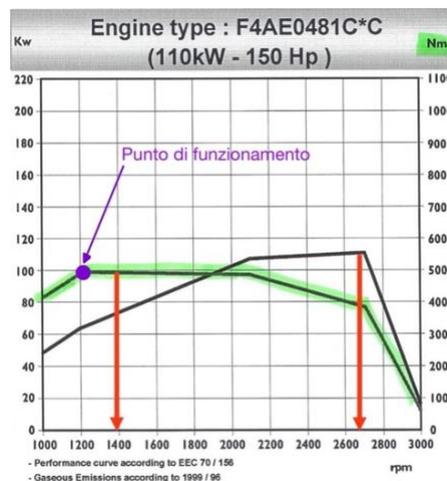


Figura 44 - Caratteristica di Coppia/Potenza del motore (4 cilindri)

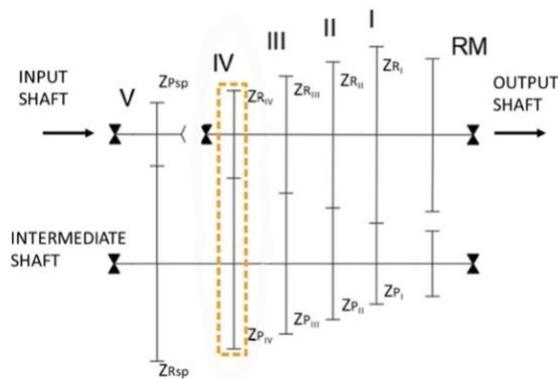


Figura 45 - Schema semplificato del cambio

La prima fase dello studio per la IV marcia è stata quella di analizzare le ruote elicoidali di serie, da rimpiazzare con delle ruote a denti dritti corrette. Inizialmente si è proceduto col calcolo delle forze scambiate, ma soprattutto si è quantificato il rapporto di condotta, il cui significato fisico, ricordiamo, è il numero di coppie di denti contemporaneamente in presa nel periodo compreso fra l'inizio e la fine del contatto di un dente col suo coniugato. Per ruote elicoidali questo parametro è, in genere, decisamente più elevato di una equivalente ruota a denti dritti, in quanto per le prime vi è un contributo "extra" nel piano normale al dente, oltre al contributo trasversale, unico per le ruote a denti dritti.

Si precisa che il punto operativo analizzato riguarda la condizione più gravosa sulle ruote dentate in termini di forze scambiate, cioè in fase di "spunto", con coppia massima e bassa velocità angolare. Situazione che, in termini di coppia e dunque di forze scambiate sulle ruote, non si discosta di molto dalle condizioni operative di utilizzo più frequenti a carico parziale (si veda la caratteristica di coppia/potenza), ma che in quarta marcia difficilmente verranno raggiunte.

2.3.1 Analisi ruote elicoidali IV marcia

2.3.1.1 Analisi ruote elicoidali IV marcia – rapporto di condotta

Dal valore di coppia (massima) in ingresso sul pignone della V marcia, mediante la semplice espressione del rapporto di trasmissione, si sono ottenuti i valori di coppia per la IV marcia:

$C_{in} = C_{V_P} = 500 \text{ Nm}$, da cui:

$C_{V_R} = C_{V_P} \cdot i_V = C_{IV_P}$, in quanto ruota della V marcia e pignone della IV calettate sullo stesso albero.

$C_{IV_R} = C_{IV_P} \cdot i_{IV}$

Ottenute le coppie di interesse, si è ricavato il valore della forza tangenziale scambiata dalla coppia di ruote della IV marcia:

$$F_{t_{IV_P}} = F_{t_{IV_R}} = C_{IV_R} / \text{Raggio Primitivo_R} = C_{IV_P} / \text{Raggio Primitivo_P}$$

Riepilogo calcoli preliminari ruote elicoidali IV marcia:

IV marcia	elicoidali	
C _{IV_P}	1190,48	Nm
C _{IV_R}	714,29	Nm
i _{IV}	0,6	-
Z _R	27	-
Z _P	45	-
m _n	2,75	mm
R _{IV_R}	40,48	mm
D _{IV_R}	80,97	mm
R _{IV_P}	67,47	mm
D _{IV_P}	134,94	mm
F _t	17644,25	N
interesse	107,95	mm

Figura 46 - Calcoli preliminari IV marcia con ruote elicoidali

Per il calcolo del rapporto di condotta si procede al calcolo delle caratteristiche geometriche delle due ruote:

RIV_R_base	38,71	mm
RIV_R_int	38,79	mm
RIV_R_ext	43,23	mm
RIV_R_ext_max	44,16	mm
RIV_P_base	64,52	mm
RIV_P_int	65,34	mm
RIV_P_ext	70,22	mm
RIV_P_ext_max	70,79	mm

Figura 47 - Caratteristiche geometriche ruote elicoidali IV marcia

E' possibile adesso quantificare il rapporto di condotta trasversale ϵ_α e normale ϵ_γ (extra contact ratio), la cui somma ci fornisce l'effettivo rapporto di condotta per ruote elicoidali, che si è indicato con ϵ_{TOT} :

ϵ_α	1,717
ϵ_γ (extra CR)	1,269
ϵ_{tot}	2,986

Figura 48 - Rapporto di condotta per ruote elicoidali IV marcia

2.3.1.2 Analisi ruote elicoidali IV marcia – rendimento

Il passo successivo è stato quello di applicare il modello per il calcolo del rendimento, descritto precedentemente. In modo analogo per tutti gli altri casi di studio.

- *Calcolo coefficiente d'attrito medio μ_m*

$$\mu_m = 0,048 \left(\frac{F_{bt}/b}{v_{\Sigma C} \rho} \right)^{0,2} \eta_{Oil}^{-0,05} R_{am}^{0,25} X_L$$

Riepilogo parametri ottenuti:

η_{oil}	0,05 Pas
Fbt	18776,62 N
Fbt/b	536,47 N/mm
b	35 mm
Vic	3,48 m/s
p_eq	7,21 mm
p1	28,33 mm
p2	10,89 mm
sbase	39,22 mm
Ram	0,8 μ m
X _L	1 -
β_{base}	0,41
F _t	17644,25 N
n	1200 rpm
ω	125,66 rad/s
v _t	5,09 m/s
α	20 °
α_{rad}	0,35 rad
cos α	0,94
sin α	0,34
θ_{rif}	21,81 °
$\theta_{rif_{rad}}$	0,38
tan θ_{rif}	0,40

Figura 49 -Ruote elicoidali, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m

Da cui un valore di $\mu_m = \mathbf{0,0378}$, ca.

- *Calcolo grado di perdita dell'ingranamento H_V :*

$$H_V = \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (E_1 + E_2) H_{V\beta}$$

Riepilogo parametri in gioco:

z1	45	
z2	27	
E1	2,21	
E2	1,27	
Hvβ	1,09	
ϵ_1	2,71	
ϵ_2	1,77	
d_{e1}	140,44	mm
d_{e2}	86,47	mm
d_{b1}	129,05	mm
d_{b2}	77,43	mm
β	23,50	°
β_{rad}	0,41	
α_w	20	°
α_w_{rad}	0,35	
tanα_w	0,36	

Figura 50 – Ruote elicoidali, parametri per il calcolo del grado di perdita dell'ingranamento H_v

Da cui un valore del grado di perdita H_v di **0,71**, circa.

Come visto, la P_{LOSS} sarà data dal prodotto della P_{TOT} , del coefficiente d'attrito medio μ_m e del grado di perdita dell'ingranamento H_v ; nota la quale si è potuto quantificare il rendimento η in termini assoluti e percentuali:

P_{tot}	108	kW
P_{loss}	2,886	kW
η	0,973	-
η[%]	97,33	%

Figura 51- Risultati per ruote elicoidali IV marcia

2.3.2 Analisi ruote a denti diritti equivalenti IV marcia

2.3.2.1 Analisi ruote a denti diritti IV marcia – rapporto di condotta

Il primo passo è stato quello di sostituire le ruote elicoidali con semplici ruote a denti diritti, il cui modulo è stato ricavato a partire dall'interasse che è, in generale, fisso:

$$I = \frac{m \cdot z_1 + m \cdot z_2}{2}$$

Da cui:

$$m = \frac{2I}{z_1 + z_2} = 3,06 \text{ mm}$$

Tuttavia verrà posto pari a 3mm, in quanto si sceglierà quello che più si avvicina ad un valore unificato.

Da cui le forze in gioco e le caratteristiche geometriche per le due ruote:

C_IV_R	714,29	Nm
Ft	17636,79	N
m	3	
z _R	27	-
z _P	45	-
I	108	mm
R _P	67,5	mm
R _R	40,5	mm
R _{P_base}	64,55	mm
R _{P_fondo}	64,64	mm
R _{P_int}	65,24	mm
R _{P_ext}	69,84	mm
R _{P_ext_max}	71,18	mm
R _{R_base}	38,73	mm
R _{R_fondo}	38,16	mm
R _{R_int}	38,76	mm
R _{R_ext}	43,36	mm
R _{R_ext_max}	44,59	mm

Figura 52– Ruote “normali”, caratteristiche geometriche e forze in gioco

Si ottiene perciò un *rapporto di condotta* $\epsilon_\alpha=1,616$ circa uguale a quello trasversale per le ruote elicoidali, nettamente inferiore a quello totale, ma lontano dal valore di target di 2.

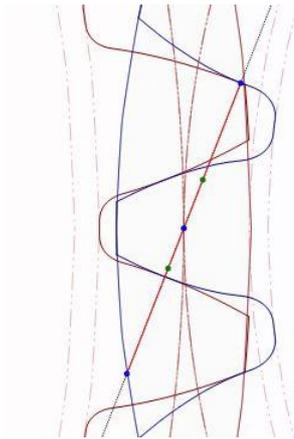


Figura 53 - Zoom contatto pignone (rosso) e ruota (blu), ruote normali

2.3.2.2 Analisi ruote a denti dritti equivalenti IV marcia - rendimento

- *Calcolo coefficiente d'attrito medio μ_m*

Riepilogo parametri nel caso di ruote a denti dritti "normali":

η_{oil}	0,05 Pa s
Fbt	18768,68 N
Fbt/b	536,25 N/mm
b	35 mm
Vzc	3,48 m/s
ρ_1	23,09 mm
ρ_2	13,85 mm
ρ_{eq}	8,657 mm
sbase	36,94 mm
Ram	0,8 μm
X_t	1 -
β_{base}	-
F_t	17636,79 N
n	1200 rpm
ω	125,66 rad/s
v_t	5,09 m/s
α	20 °
α_{rad}	0,35 rad
$\cos\alpha$	0,94
$\sin\alpha$	0,34
θ_{rif}	20,00 °
θ_{rif_rad}	0,35
$\tan\theta_{rif}$	0,36

Figura 54 - Ruote "normali", parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m

Ottenendo così un valore di $\mu_m = \mathbf{0,0299}$, leggermente inferiore a quello ricavato per ruote elicoidali. Ciò si ripercuoterà in termini di rendimento.

- *Calcolo grado di perdita dell'ingranamento H_v*

Sintesi grandezze ricavate:

z₁	45
z₂	27
E₁	2,53
E₂	1,53
Hv_β	1,00
ε₁	3,03
ε₂	2,03
d_{e1}	140,41 mm
d_{e2}	87,15 mm
d_{b1}	126,86 mm
d_{b2}	76,12 mm
β	- °
β_{rad}	-
α_w	20 °
α_{w_rad}	0,35
tanα_w	0,36

Figura 55 - Ruote "normali", parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio H_v

Per ricavare così un valore di **$H_v = 0,757$** .

Da cui, infine, si avrà un valore di potenza persa leggermente inferiore che farà aumentare il rendimento di qualche decimo:

P_{tot}	108 kW
P_{loss}	2,448 kW
η	0,977 -
η[%]	97,73 %

Figura 56 - Risultati per ruote "normali" IV marcia

2.3.3 Analisi ruote a denti diritti con spostamento simmetrico

IV marcia

2.3.3.1 Analisi ruote a denti diritti con spostamento simmetrico

IV marcia – rapporto di condotta

Utilizzando uno spostamento simmetrico non si raggiungerà l'obiettivo di aumentare il rapporto di condotta, ma esso resterà pressoché lo stesso. Tuttavia questa tecnica ci permetterebbe comunque di irrobustire lo spessore della ruota più piccola, che fra le due risulterebbe la più sollecitata, a parità di forze scambiate.

Le caratteristiche geometriche risultanti e forze in gioco sono di seguito riportate:

C_IV_R	714,29 Nm	
Ft	17636,79 N	
IV marcia	diritti spostamento simmetrico	
m	3	mm
z_R	27	-
z_P	45	-
l	108,00	mm
X1	-0,5	-
X2	0,5	-
R_P	67,50	mm
R_R	40,50	mm
R_P_int	64,20	mm
R_R_int	39,22	mm
R_P_fondo	62,25	mm
R_R_fondo	38,25	mm
R_P_base	63,43	mm
R_R_base	38,06	mm
cosδ ₁	0,9880	
cosδ ₂	0,9704	
δ ₁	0,1553	
δ ₂	0,2438	
γ ₁	0,1938	
γ ₂	0,1053	
cosγ ₁	0,9813	
cosγ ₂	0,9945	
sinγ ₁	0,1926	
sinγ ₂	0,1051	
R_R_ext_max	46,67	mm
R_P_ext_max	69,12	mm
R_R_ext	45,00	mm
R_P_ext	69,00	mm
verifica R_R_ext_max < R_P_int		VERO

Figura 57 - Correzione simmetrica, caratteristiche geometriche e forze in gioco

Si noti che si è applicata una *correzione positiva* per la ruota e *negativa* per il pignone, in quanto in tal caso il pignone è più grande della ruota. Come risultato si è perciò irrobustita la ruota ed indebolito il pignone. Per correzione simmetrica i raggi primitivi non variano e dunque le forze in gioco saranno analoghe al caso di ruote non corrette.

Inoltre nel calcolo si è tenuto conto di aver rispettato la condizione limite di interferenza: $R_{a2max} \leq R_{ti1}$

Come anticipato, in tal caso, non si raggiunge l'obiettivo di un rapporto di condotta ≥ 2 .

ϵ_α	1,607
ϵ_{target}	2
$\epsilon > 2$	FALSO

Figura 58 – Correzione simmetrica, rapporto di condotta

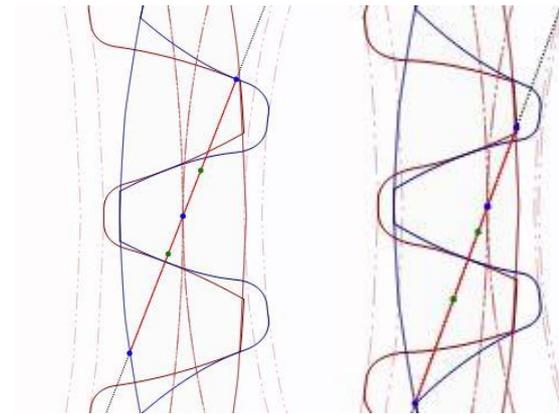


Figura 59 - Confronto contatto ruote "normali" (Sx) e ruote corrette (Dx)

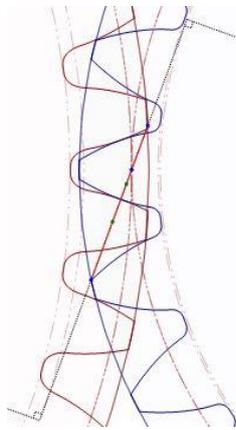


Figura 60 - Segmento dei contatti, correzione simmetrica

2.3.3.2 Analisi ruote a denti dritti con spostamento simmetrico IV marcia – rendimento

- Calcolo coefficiente d'attrito medio μ_m

Riepilogo parametri nel caso di spostamento simmetrico:

η_{oil}	0,05	Pa s
Fbt	18768,68	N
Fbt/b	536,25	N/mm
b	35	mm
Vzc	3,48	m/s
ρ_1	23,09	mm
ρ_2	13,85	mm
ρ_{eq}	8,657	mm
sbase	36,94	mm
Ram	0,8	μm
X_L	1	-
β_{base}	-	-
F_t	17636,79	N
n	1200	rpm
ω	125,66	rad/s
v_t	5,09	m/s
α	20	$^\circ$
α_{rad}	0,35	rad
cos α	0,94	
sin α	0,34	
θ_{rif}	20,00	$^\circ$
θ_{rif_rad}	0,35	
tan θ_{rif}	0,36	

Figura 61 – Correzione simmetrica, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m

Ottenendo un coefficiente d'attrito analogo al caso "normale" $\mu_m = \mathbf{0,0299}$.

- o Calcolo grado di perdita dell'ingranamento H_v

Sintesi grandezze ricavate:

z1	45	
z2	27	
E1	2,20	
E2	1,85	
Hvβ	1,00	
ϵ_1	2,70	
ϵ_2	2,35	
d_{e1}	138,00	mm
d_{e2}	90,00	mm
d_{b1}	126,86	mm
d_{b2}	76,12	mm
β	-	$^\circ$
β_{rad}	-	
α_w	20	$^\circ$
α_w_{rad}	0,35	
tanα_w	0,36	

Figura 62 – Correzione simmetrica, parametri per il grado di perdita H_v

Per ricavare così un valore di **H_v** pari a: **0,754**, circa.

Da cui, infine, un valore di rendimento non influenzato dallo spostamento simmetrico, comunque leggermente superiore al caso elicoidale.

P_{tot}	108	kW
P_{loss}	2,438	kW
η	0,977	-
$\eta[\%]$	97,74	%

Figura 63 - Risultati per ruote corrette simmetriche

2.3.4 Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia – (caso1)

2.3.4.1 Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia (caso1) – rapporto di condotta

Adottando una correzione non simmetrica il calcolo si complica, poiché bisognerà distinguere i raggi primitivi di taglio da quelli di lavoro, si avrà una variazione di interasse ("*interasse di lavoro*") e di conseguenza un *angolo di pressione di lavoro*. Una delle soluzioni possibili è quella di eseguire uno spostamento in valore assoluto maggiore sul pignone ($X_1=-0,8$) ed uno spostamento inferiore sulla ruota ($X_2=0,2$). Per un corretto funzionamento si ha adesso un *interasse di lavoro* inferiore rispetto quello nominale, ciò perché lo spessore sulla primitiva di taglio di una ruota risulterà inferiore nel vano sulla primitiva di taglio dell'altra. Per annullare il gioco fra i denti, sulla primitiva, che nascerà per la correzione negativa ($X_1+X_2<0$) sarà necessario quindi avvicinare gli assi; invece fondamentale per evitare grippaggio è continuare ad assicurarsi un certo gioco fra fondo dente di una e raggio di testa dell'altra. Essendo l'interasse fisso, questa variazione, seppur di pochi millimetri, pone un problema nel caso di sostituzione con tali ruote dentate corrette in esame, tuttavia una soluzione possibile potrebbe essere quella di agire sul cuscinetto a rullini sul quale è calettata la ruota *folle* sull'albero primario, per compensare la variazione, nel caso migliore, altrimenti è necessaria una riprogettazione di uno dei due alberi o della dimensione della coppia di ruote stesse.

In un primo caso di correzione non simmetrica (caso1) ci si è soffermati a superare il valore $\varepsilon_\alpha = 2$. Ciò è stato possibile apportando gli spostamenti di cui sopra, ma per raggiungere l'obiettivo ed enfatizzare l'effetto su ε_α si è agito anche sui parametri di taglio (riducendo l'angolo di pressione α da 20° a 17°) e sul "gioco" fondo dente / raggio di testa.

Le nuove caratteristiche geometriche per il caso1 sono, di seguito, riportate in tabella:

IV marcia	diritti spostamento NON simm.	
		GRADI
m		3 mm
α	0,296705973	17
tana α	0,306	
z α	27	-
z β	45	-
passo	9,4	mm
i	108	mm
sP	4,71	mm
sR	4,71	mm
X1	-0,8	
X2	0,2	
R _P	67,5	mm
R _R	40,5	mm
S _{ro}	3,2	mm
S _{so}	5,1	mm
passo_crf_taglio	8,3	mm
et _o	6,2	mm
et _o	4,3	mm
rpD1	67,5	mm
rpD2	40,5	mm
inv α	0,00902	0,51708
inv β	0,003929	0,22513
α_w tentativo	0,226	12,95
tana _{lavoro}	0,229949	
ev α lavoro	0,003929	
r1l	66,235	mm
r2l	39,741	mm
inter _{lavoro}	105,976	
s1 _{lavoro}	3,933	mm
s2 _{lavoro}	5,492	mm
passo _{lavoro}	9,425	mm
sin α_w	0,224100671	
cos α_w	0,974566001	
m1l	2,943786533	
m12	2,943786533	
R _P int	64,563	mm
R _R int	38,900	mm
R _R base	38,730	mm
R _P base	64,551	mm
R _P ext	68,026	mm
R _R ext	44,026	mm
cos α_1	0,9998	
cos α_2	0,9956	gradi
α_1	0,0196	1,12
α_2	0,0935	5,36
Y1	0,2771	15,88
Y2	0,2032	11,64
cos β_1	0,9619	
cos β_2	0,9794	
sin β_1	0,2736	
sin β_2	0,2018	
R _P ext_max	68,329	mm
R _R ext_max	47,298	mm

C_IV_R	714,29	Nm
Ft	17973,468	N

Figura 64 – Correzione non simmetrica, caratteristiche geometriche e forze in gioco (caso1)

Anche in tal caso è rispettata la condizione limite di taglio: $R_{a2max} \leq R_{ti1}$

Da cui:

ϵ_α	2,122
ϵ_α target >2	VERO

Figura 65 – Correzione non simmetrica, rapporto di condotta (caso1)

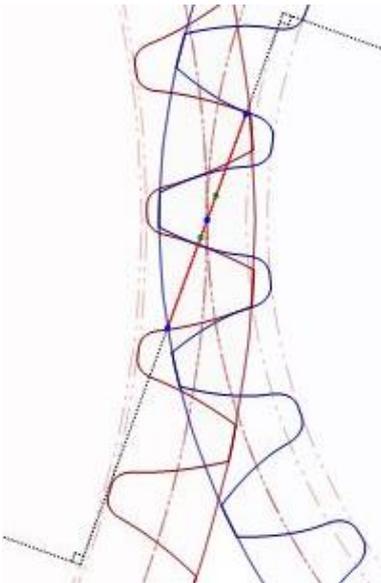
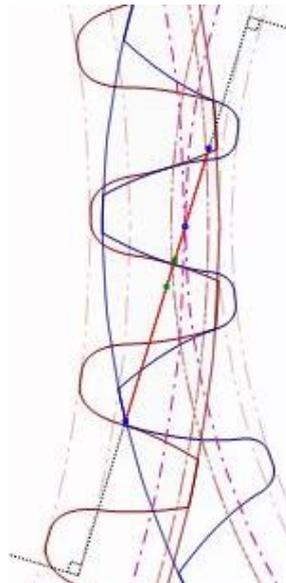
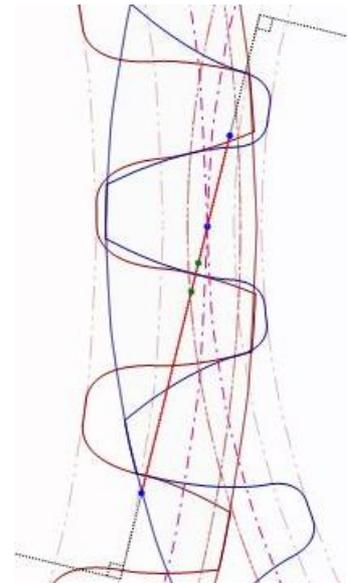


Figura 66 - Taglio normale



Taglio con spostamento ($X_1=-0,8$; $X_2=0,2$)



Taglio con spostamento e riduzione angolo di pressione (da 20° a 17°)

2.3.4.2 Analisi ruote a denti dritti con spostamento NON simmetrico IV marcia (caso1) – rendimento

- o Calcolo coefficiente d'attrito medio μ_m

Riepilogo parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio μ_m :

η_{oil}	0,05	Pa s
Fbt	18442,54	N
Fbt/b	461,06	N/mm
b	40	mm
V_{zc}	2,238	m/s
ρ_{eq}	14,843	mm
ρ_1	11,84	
ρ_2	11,91	
Ram	0,8	μm
X_L	1	-
F_t	17973,47	N
n	1200	rpm
ω	125,66	rad/s
v_t	4,99	m/s
α_w	12,95	$^\circ$
α_w_{rad}	0,226	rad
$\cos\alpha_w$	0,975	
$\sin\alpha_w$	0,224	
θ_{rif}	12,95	$^\circ$
$\theta_{rif_{rad}}$	0,226	
$\tan\theta_{rif}$	0,230	

Figura 67 - Correzione non simmetrica, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio (caso1)

Da cui un $\mu_m = 0,0435$.

- *Calcolo grado di perdita dell'ingranamento H_v*

Riepilogo parametri per il calcolo del grado di perdita dell'ingranamento H_v :

z₁	45	
z₂	27	
E₁	1,652	
E₂	1,593	
Hvβ	1,000	
ϵ_1	2,152	
ϵ_2	2,093	
d_{e1}	136,053	mm
d_{e2}	88,053	mm
d_{b1}	129,10	mm
d_{b2}	77,46	mm
β	-	°
β_{rad}	-	
α_w	12,95	°
α_w_{rad}	0,226	
$\tan\alpha_w$	0,230	

Figura 68 - Correzione non simmetrica, parametri per il grado di perdita H_v (caso1)

Da cui un **$H_v = 0,604$** , e dunque una perdita per ingranamento leggermente inferiore rispetto al caso elicoidale.

Da cui, in fine, il rendimento:

P_{tot}	108	kW
P_{loss}	2,836	kW
η	0,974	-
η[%]	97,37	%

Figura 69 - Risultati per ruote corrette non simmetriche (caso1)

Dunque con questa soluzione si è raggiunto un valore di rapporto di condotta >2 permettendo di beneficiare di qualche centesimo in più sul rendimento, a vantaggio delle ruote a denti diritti corrette.

Tuttavia, come anticipato per questa soluzione, si è ridotto il gioco fondo dente/raggio di testa a $0,15 \cdot m$ anziché $0,25 \cdot m$, il che non ci garantisce su un corretto funzionamento.

Una soluzione di compromesso che tenga conto del gioco fondo dente/raggio di testa pari a $0,25 \cdot m$, un elevato ϵ_α ed un rendimento a favore delle ruote corrette a denti diritti è riportata nel caso2.

2.3.5 Analisi ruote a denti diritti con spostamento NON simmetrico IV marcia (caso2)- rapporto di condotta & rendimento

▪ Rapporto di condotta

Le caratteristiche geometriche per il caso2 sono, di seguito, riportate in tabella:

IV marcia	diritti spostamento NON simm.		GRADI
m		3	mm
α_n	0,296705973	17	
tand _n		0,306	
z _R		27	-
z _P		45	-
passo		9,4	mm
l		108	mm
s _P		4,71	mm
s _R		4,71	mm
X1		-0,8	
X2		0,2	
R _P		67,5	mm
R _R		40,5	mm
s ₀		3,2	mm
s ₀₀		5,1	mm
passo_crf_taglio		8,3	mm
e ₁₀		6,2	mm
e ₂₀		4,3	mm
rp01		67,5	mm
rp02		40,5	mm
inv ₀₀		0,00902	0,51708
inv ₀₁		0,003929	0,22513
α_w tentativo		0,226	12,95
tand _{lavoro}		0,229949	
ev _{lavoro}		0,003929	
r1l		66,235	mm
r2l		39,741	mm
inter _{lavoro}		105,976	
s1 _{lavoro}		3,933	mm
s2 _{lavoro}		5,492	mm
passo _{lavoro}		9,425	mm
sin α_w		0,224100671	
cos α_w		0,974566001	
m1l		2,943786533	
m1Z		2,943786533	
R _{P_int}		64,563	mm
R _{R_int}		38,900	mm
R _{R_base}		38,730	mm
R _{P_base}		64,551	mm
R _{P_ext}		67,936	mm
R _{R_ext}		43,876	mm
cos δ_1		0,9998	
cos δ_2		0,9956	gradi
δ_1		0,0196	1,12
δ_2		0,0935	5,36
γ_1		0,2771	15,88
γ_2		0,2032	11,64
cos γ_1		0,9619	
cos γ_2		0,9794	
sin γ_1		0,2736	
sin γ_2		0,2018	
R _{P_ext_max}		68,329	mm
R _{R_ext_max}		47,298	mm

C _{IV_R}	714,29	Nm
Ft	17973,468	N

Figura 70 - Correzione non simmetrica, caratteristiche geometriche e forze in gioco (caso2)

Si noti, rispetto al caso1, dei valori dei raggi di testa inferiori, essendo questi determinabili a "piacere", con imposto un gioco tra testa dei denti dell'una e fondo denti dell'altra ruota pari a $0,25 \cdot m$.

Anche in tal caso è rispettata la condizione limite di taglio: $R_{a2max} \leq R_{ti1}$

Da cui:

ϵ_α	2,002
$\epsilon_\alpha_{target} > 2$	VERO

Figura 71 - Correzione non simmetrica, rapporto di condotta (caso2)

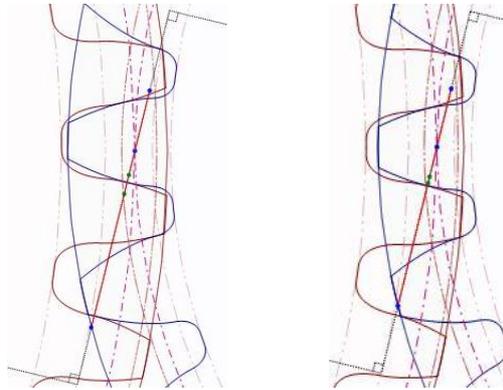


Figura 72 - Taglio con spostamento e riduzione angolo di pressione caso1 con gioco 0,15*m (Sx), caso2 (Dx) con gioco 0,25*m

▪ **Rendimento**

- *Calcolo coefficiente d'attrito medio μ_m*

η_{oil}	0,05	Pas
Fbt	18442,54	N
Fbt/b	461,06	N/mm
b	40	mm
Vzc	2,238	m/s
p_{eq}	14,843	mm
p_1	11,84	
p_2	11,91	
Ram	0,8	μm
X_i	1	-
F _t	17973,47	N
n	1200	rpm
ω	125,66	rad/s
v_t	4,99	m/s
α_w	12,95	°
α_w_{rad}	0,226	rad
$\cos\alpha_w$	0,975	
$\sin\alpha_w$	0,224	
θ_{rif}	12,95	°
$\theta_{rif_{rad}}$	0,226	
$\tan\theta_{rif}$	0,230	

Figura 73 - Correzione non simmetrica, parametri per il calcolo del coefficiente d'attrito medio (caso2)

Ottenendo così un $\mu_m = 0,0435$.

- *Calcolo grado di perdita dell'ingranamento H_v*

z1	45	
z2	27	
E1	1,598	
E2	1,558	
Hvβ	1,000	
ϵ_1	2,098	
ϵ_2	2,058	
d_{e1}	135,753	mm
d_{e2}	87,753	mm
d_{b1}	129,10	mm
d_{b2}	77,46	mm
β	-	°
β_{rad}	-	
α_w	12,95	°
α_w_{rad}	0,226	
$\tan\alpha_w$	0,230	

Figura 74 - Correzione non simmetrica, parametri per il grado di perdita Hv (caso2)

Da cui, un **H_v=0,5876**. Ed Infine un rendimento di circa 0,1 maggiore rispetto al caso elicoidale.

P_{tot}	108	kW
P_{loss}	2,758	kW
η	0,974	-
η[%]	97,45	%

Figura 75 - Risultati per ruote corrette non simmetriche (caso1)

Risultati equivalenti potevano essere ottenuti con una stessa somma di spostamenti relativi X ($X_1+X_2 \neq -0,6$), essendo il rapporto di condotta influenzato dalla somma X_1+X_2 , e non dai singoli coefficienti. Combinazioni equivalenti potevano essere soprattutto: $X_1=-0,7$ e $X_2=0,1$; $X_1=-0,6$ e $X_2=0$, evitando di adottare spostamenti negativi troppo spinti, che potrebbero portare a rischio di interferenza. Si è scelto tuttavia il caso più estremo per mostrare in modo più marcato la variazione di forma che il dente subisce.

In conclusione, una soluzione più efficiente rispetto al caso elicoidale potrebbe dare effettivi benefici in termini di potenza dissipata, se sostituita con la coppia di ruote costituenti la marcia con maggior frequenza di utilizzo o ad esempio nel caso della marcia di presa diretta in cui entrambe le ruote sono interessate, quasi sempre, nel trasferimento di coppia e potenza.

2.4 Calcoli di verifica

Individuate le diverse soluzioni, e quindi dimensionate le ruote, la parte di calcolo si conclude eseguendo la fase di *verifica* del "caso 2" con le formule fornite dalla letteratura. Tale verifica, si effettua *a flessione* ed *a contatto hertziano*, considerando sia la sollecitazione statica, sia quella di fatica (Fig.76).

Verifica	Sollecitazione	
	Flessione	Contatto hertziano
Statica	Formula di Lewis $\sigma_{Lw} \leq \sigma_{amm}$	Formula cilindro su cilindro $\sigma_{Hz} \leq \sigma_{amm}$
A fatica	Normativa UNI 8862 $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ Standard ISO 6336	Normativa UNI 8862 $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ Standard ISO 6336

Figura 76 - Quadro verifiche

Nel caso della *verifica statica* vengono confrontate delle tensioni calcolate, rispettivamente un tensione di flessione σ_{Lw} (ricavata mediante la *formula di Lewis*) e una dovuta al contatto hertziano σ_{Hz} (ottenuta mediante le formule della *teoria di Hertz*), con una tensione ammissibile del materiale ricavata dividendo il carico di rottura (o alternativamente il carico di snervamento) per un opportuno coefficiente di sicurezza.

Analogamente nella *verifica a fatica* vengono comparate una tensione calcolata a *bending (fatica per flessione)* σ_F ed una calcolata a *pitting (fatica per contatto hertziano ripetuto)* σ_H con delle tensioni ammissibili, rispettivamente σ_{FP} e σ_{HP} , ottenute moltiplicando il limite di fatica del materiale (a *bending* ed a *pitting*) per una opportuna serie di coefficienti.

Si precisa che, nel caso di *verifica statica* le tensioni massime calcolate σ_{Lw} e σ_{Hz} sono ottenute considerando le forze massime scambiate dall'ingranaggio, cioè quelle che possono produrre rottura nel dente. Per ciò che riguarda il caso di *verifica a fatica*, invece, le forze considerate nel calcolo delle σ_F e σ_H sono, in genere, forze medie di funzionamento oppure, nel caso in cui sia disponibile una cumulata, o un istogramma, del carico, possono essere considerate delle forze equivalenti calcolate secondo una qualsiasi ipotesi di danno cumulativo.

2.4.1 Verifica statica a flessione secondo il metodo di Lewis

Nel calcolo a flessione secondo il metodo di Lewis, il dente è considerato come una mensola incastrata nella corona, sollecitata dalla forza complessiva F che le ruote si trasmettono, pensata applicata in punta al dente stesso.

Le principali ipotesi alla base di questa teoria sono, in sintesi:

- Il dente è sollecitato dalla forza F complessiva agente sulla punta del dente stesso;
- È considerata la situazione più gravosa, ovvero quella nella quale all'interno del segmento dei contatti è presente una sola coppia di denti in presa (ma in tal [caso2] $\varepsilon_\alpha \geq 2$);
- La componente della forza F che determina la flessione sul dente è l'unica considerata e, per semplicità, è presa di valore uguale alla forza tangenziale F_t sulla primitiva;
- La componente della forza F che determina uno sforzo di compressione sul dente è trascurata.

Si calcolerà dunque una massima tensione normale σ_{\max} dovuta al contributo del solo momento flettente, avendo trascurato, nel calcolo di Lewis, la componente che determina compressione sul dente: $\sigma_f = \frac{M_f}{W_f}$. Se il dente fosse a sezione costante, il massimo della tensione σ_{\max} si avrebbe nella sezione di incastro (come avviene nella travi a mensola), ma per la teoria di Lewis il massimo si ha nella sezione in cui una parabola di uniforme resistenza, avente per asse quello del dente e origine nel punto H (intersezione fra la retta dei contatti e l'asse di simmetria del dente), risulta tangente al profilo del dente stesso (sezione GD - figura 77).

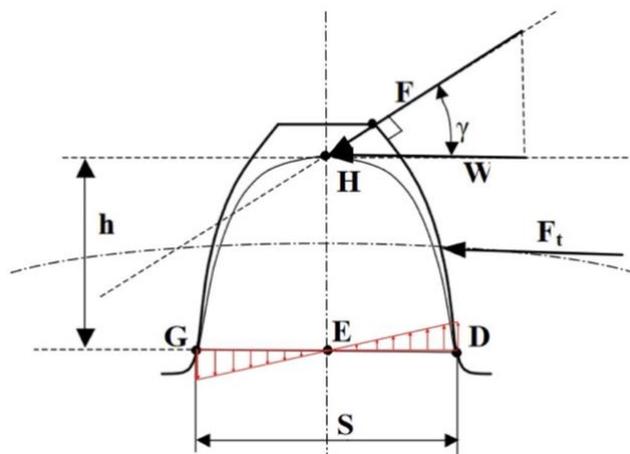


Figura 77 - Parabola di uniforme resistenza

Sia σ_{Lw} la tensione σ_{max} di flessione, calcolata secondo la teoria di Lewis, che si ha nella sezione GD del dente, la tensione di flessione massima calcolata secondo il metodo semplificato di Lewis risulterà essere:

$$\sigma_{Lw} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot y_{Lw}$$

Dove y_{Lw} è il *fattore di forma* e definisce la sezione del dente più sollecitata, funzione dell'angolo di pressione e del proporzionamento del dente.

Valori del fattore y_{Lw} in funzione del coefficiente di spostamento X e di α sono riportati nelle tabelle:

z_n		Fattore di forma Y_F in funzione del coefficiente di spostamento x																					
z_{in}		-0.6	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.3	1.4	
7													2.84										
8												2.98	2.69	2.47									
9												2.84	2.6	2.4	2.22								
10												2.99	2.73	2.52	2.34	2.18							
11											3.15	2.87	2.65	2.46	2.3	2.16	2.05						
12											3.03	2.79	2.58	2.41	2.27	2.14	2.04						
13											2.93	2.72	2.53	2.38	2.24	2.12	2.03	1.96					
14								3.36	3.1	2.86	2.66	2.48	2.34	2.22	2.11	2.03	1.95						
15								3.25	3.01	2.79	2.6	2.44	2.31	2.2	2.1	2.02	1.95	1.89					
16								3.45	3.16	2.95	2.74	2.56	2.42	2.29	2.18	2.09	2.02	1.95	1.89				
17								3.35	3.09	2.88	2.69	2.53	2.39	2.27	2.17	2.08	2.01	1.95	1.89	1.85			
18								3.53	3.26	3.02	2.82	2.65	2.5	2.37	2.26	2.16	2.08	2.01	1.95	1.9	1.86		
19								3.72	3.44	3.2	2.96	2.78	2.61	2.47	2.35	2.24	2.15	2.07	2.01	1.95	1.9	1.87	1.83
20								3.62	3.35	3.12	2.91	2.74	2.58	2.45	2.33	2.23	2.14	2.07	2.01	1.95	1.9	1.87	1.84
21								3.53	3.28	3.07	2.87	2.7	2.55	2.43	2.32	2.22	2.14	2.06	2.01	1.95	1.91	1.87	1.84
22								3.45	3.2	3.01	2.83	2.67	2.52	2.41	2.3	2.21	2.13	2.06	2	1.95	1.91	1.88	1.85
23								3.64	3.38	3.15	2.96	2.8	2.64	2.5	2.39	2.29	2.2	2.12	2.06	2	1.95	1.91	1.88
24								3.55	3.3	3.1	2.92	2.75	2.61	2.48	2.37	2.28	2.19	2.12	2.06	2	1.95	1.91	1.88
25								3.73	3.45	3.25	3.05	2.88	2.72	2.58	2.46	2.36	2.27	2.19	2.12	2.05	2	1.95	1.92
30	3.61	3.35	3.18	3.01	2.85	2.72	2.6	2.48	2.38	2.3	2.22	2.16	2.1	2.04	2	1.96	1.93	1.9	1.88	1.86	1.85		
40	3.15	3	2.86	2.75	2.63	2.54	2.45	2.37	2.3	2.24	2.18	2.13	2.08	2.04	2.01	1.97	1.95	1.93	1.91	1.9	1.89		
50	2.9	2.78	2.68	2.59	2.5	2.43	2.36	2.31	2.25	2.2	2.15	2.11	2.07	2.03	2.02	1.98	1.97	1.94	1.93	1.92	1.91		
60	2.75	2.65	2.57	2.5	2.42	2.37	2.32	2.25	2.22	2.17	2.13	2.1	2.08	2.04	2.02	1.99	1.98	1.96	1.94	1.94	1.93		
100	2.46	2.4	2.35	2.32	2.26	2.24	2.21	2.17	2.15	2.12	2.1	2.08	2.06	2.04	2.03	2.01	2	1.99	1.98	1.98	1.97		

Figura 78 -Tabella fattore di forma Y_F in funzione di X

z	$\alpha=15^\circ$	$\alpha=20^\circ$	z	$\alpha=15^\circ$	$\alpha=20^\circ$
20	0.283	0.320	34	0.327	0.371
21	0.289	0.327	38	0.336	0.383
22	0.292	0.330	43	0.346	0.396
24	0.298	0.336	50	0.352	0.408
26	0.307	0.346	60	0.358	0.421
28	0.314	0.352	75	0.364	0.434
30	0.320	0.358	100	0.371	0.446

Figura 79 - Tabella reciproco del fattore di forma in funzione di α

Come anticipato, si divide invece la tensione di snervamento per un opportuno coefficiente di sicurezza per ottenere la tensione ammissibile:

$$\sigma_{Lw amm} = \frac{R_{p02}}{CS}$$

I risultati ottenuti sono riepilogati in figura:

Verifica Lewis (statica)		
Ft	8986,7	N
y_{Lw}	$\approx 3,53$	-
m_n	3	mm
b	38	mm
E	206000	MPa
R_{p02}	2000	MPa
CS	2	-
σ_{Lw}	278,27	MPa
σ_{Lw_amm}	1000,00	MPa

Figura 80 - Risultati verifica secondo Lewis

Essendo la $\sigma_{Lw} \leq \sigma_{Lw,amm}$ risulta soddisfatta la verifica a flessione.

2.4.2 Verifica statica a contatto hertziano

La verifica al contatto hertziano accerta che le pressioni specifiche di contatto, cioè le tensioni di tipo hertziano che si instaurano localmente durante l'ingranamento, siano inferiori ad una tensione ammissibile, a pressione hertziana, del materiale.

Infatti, una eccessiva pressione specifica di contatto provocherebbe un'alterazione della superficie del dente che produrrebbe un non adeguato funzionamento dell'ingranaggio. La pressione che si instaura fra i denti tende ad essere molto elevata poiché applicata su una superficie molto limitata.

Le ipotesi alla base della teoria di Hertz sono, in sintesi:

- Piccola dimensione della superficie di contatto rispetto alle dimensioni dei corpi tra cui avviene il contatto;
- Perfetta elasticità del materiale;
- Assenza di forze d'attrito.

I due denti dritti in presa, dal punto di vista del contatto, possono essere ben approssimati come due cilindri a contatto lungo una generatrice di lunghezza pari alla larghezza di fascia del dente b . La tensione massima a contatto hertziano vale:

$$\sigma_{Hz} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E \cdot \rho}{b}}$$

Dove:

- ρ è la somma delle curvature delle due superfici a contatto che, per semplicità, è calcolata in C, centro di istantanea rotazione:

$$\rho = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$$

Con R_1 ed R_2 raggi primitivi delle due ruote;

- P è il carico normale all'orma di contatto che preme i due cilindri 1 e 2 l'uno contro l'altro:

$$P = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

- b : larghezza di fascia.

La formulazione illustrata è quella più semplice, valida se le due ruote dentate sono costituite dallo stesso materiale e quindi ugual modulo elastico $E_1 = E_2 = E$ ed ugual coefficiente di Poisson $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$.

Anche in questo caso la tensione calcolata σ_H dovrà essere inferiore ad una tensione ammissibile σ_{amm} del materiale relativa alla pressione di contatto, che può essere determinata o mediante la durezza del materiale (HBW) oppure

tramite il limite di fatica $\sigma_{H\ lim}$, sempre riferita ad un opportuno coefficiente di sicurezza:

$$\sigma_{Hz\ amm} = \frac{2 \div 2,5\ HBW}{CS}$$

$$\sigma_{Hz\ amm} = \frac{1,3 \div 1,6\ \sigma_{H\ lim}}{CS}$$

I risultati ottenuti sono riepilogati in figura:

Verifica Hertz (statica)		
α	12,95	0,226
$\sin\alpha$	0,224	
$\cos\alpha$	0,975	
R1	66,235	mm
R2	39,741	mm
Ft	8986,7	N
P	9221,3	N
E	206000	MPa
ρ	0,1797	mm ⁻¹
b	38	mm
HB	250	
CS	1,5	-
materiale:	16MnCr5	-
$\sigma_{HLIM,16MnCr5}$	1470	MPa
σ_{Hz}	1252,7	MPa
$\sigma_{Hz,amm}$	1568	MPa

Figura 81 - Risultati verifica secondo la teoria di Hertz

In cui, per la nuova coppia di ruote, è stato scelto un acciaio cementato (codice ISO: Eh) ad elevata durezza, per mantenere un larghezza di fascia circa la stessa rispetto quella di serie.

Essendo la $\sigma_{Hz} \leq \sigma_{Hz,amm}$ risulta soddisfatta la verifica a contatto hertziano.

2.4.3 Verifica di resistenza del dente a fatica per flessione

(STANDARD ISO 6336-3)

La condizione di resistenza a rottura per fatica a flessione è:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

Con σ_F tensione equivalente al piede del dente nel punto più sollecitato, cioè è la tensione effettiva [N/mm²], espressa in due "porzioni" diverse:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$$

in cui:

- σ_{F0} : tensione nominale, al piede del dente [N/mm²], considerato come "mensola":

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT}$$

Dove:

- F_t : forza tangenziale sulle primitive;
- b : larghezza di fascia;
- m_n : modulo normale.

Parametri relativi all'ingranaggio:

- Y_F : fattore di forma (molto simile ad Y_{Lw} visto in statica);
 - Y_S : fattore di correzione della tensione;
 - Y_β : fattore d'angolo d'elica;
 - Y_B : fattore di spessore della corona;
 - Y_{DT} : fattore di spessore del dente.
- $K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$: "fattore di sovraccarico", in particolare, i parametri relativi al funzionamento:
 - K_A : fattore di applicazione del carico;
 - K_V : fattore dinamico;
 - $K_{F\alpha}$: fattore di distribuzione trasversale del carico;
 - $K_{F\beta}$: fattore di distribuzione longitudinale del carico (o di disallineamento).

Mentre σ_{FP} è la *tensione ammissibile*, funzione di una serie di parametri che correggono il limite di fatica del materiale:

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

in cui:

- σ_{Flim} : tensione limite di fatica a flessione [N/mm²];
- S_{Fmin} : coefficiente di sicurezza minimo a rottura del dente;

- Y_{ST} : fattore di correzione della tensione;
- Y_{NT} : fattore di durata per fatica a flessione;
- $Y_{\delta_{relT}}$: fattore di sensibilità all'intaglio;
- Y_{RrelT} : fattore di finitura superficiale;
- Y_X : fattore di dimensione.

Di seguito vengono passati in rassegna schematicamente i vari parametri.

2.4.3.1 Parametri relativi all'ingranaggio

Parametri necessari per il calcolo della tensione nominale agente sulla radice del dente σ_{F0} :

Y_F – fattore di forma del dente

Tiene conto dell'influenza della geometria del dente sulla tensione nominale di flessione. Esso è calcolabile analiticamente mediante la relazione seguente:

$$Y_F = \frac{6 \left(\frac{h_{Fa}}{m_n} \right) \cos \alpha_{an}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

Ma tale parametro può anche essere facilmente leggibile da diagrammi forniti dalla normativa in funzione del numero di denti virtuale:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$$

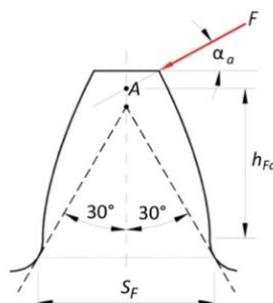


Figura 82 - Schema dente per il calcolo di Y_F

Y_S – fattore di correzione della tensione (effetto d'intaglio)

Parametro che tiene conto del fatto che la tensione effettiva non è dovuta soltanto alla flessione, ma alla concentrazioni di tensione al piede del dente. Il calcolo di tale fattore è complesso e presenta molti casi particolari, descritti dalla

normativa, anche se può essere agevolmente ricavato con dei grafici forniti dalla normativa stessa.

In sostituzione dei fattori Y_F ed Y_S si può utilizzare il prodotto dei due, indicato in letteratura come Y_{FS} e circa pari al fattore di Lewis Y_{LW} visto in precedenza.

Y_β – fattore d'angolo d'elica

Non di interesse nelle verifiche in esame su ruote a denti dritti ($Y_\beta = 1$). In generale però, tiene conto dell'effetto dell'elicoidalità del dente sulla tensione effettiva ed in base alla normativa, può essere ricavato o analiticamente oppure graficamente, come in figura 83:

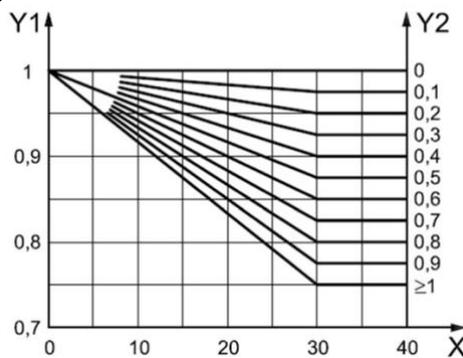


Figura 83 - Diagramma per il calcolo del fattore Y_β

In cui: ascissa $X = \text{angolo d'elica } \beta [^\circ]$; $Y1 = Y_\beta$; $Y2 = \epsilon_\gamma$.

Y_B - fattore di spessore della corona

Di interesse soprattutto per ruote "alleggerite", è un parametro che tiene conto di quanto lo spessore s_R della ruota è in grado di sostenere la sollecitazione sulla radice del dente. Può infatti accadere che la rottura per flessione si estenda a tutto lo spessore s_R della ruota anziché interessare la base del dente. È quindi funzione della geometria e, da normativa, può essere ricavato dai diagrammi di seguito riportati:

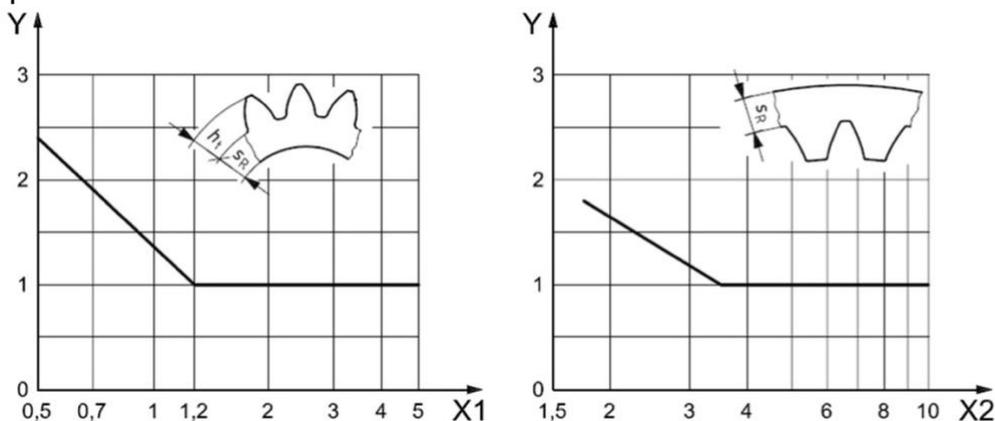


Figura 84 - Diagrammi per Y_B sia per ruote a dentatura esterna che interna

Per i grafici vale che: asse $X1 = S_R/h_t$, asse $X2 = S_R/m_n$, asse $Y = Y_B$.

Y_{DT} – fattore di spessore del dente

Fattore che riduce la tensione nominale nel caso in cui l'ingranaggio avesse un rapporto di condotta $\varepsilon_\alpha > 2,05$ ed una classe di tolleranza ISO inferiore a 4.

Da normativa può essere ricavato dal diagramma seguente:

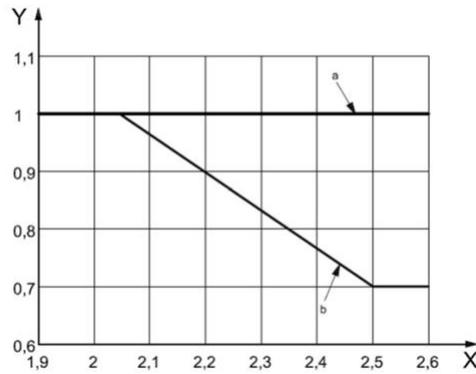


Figura 85 - Diagramma per il calcolo del fattore Y_{DT}

Per il grafico vale che: asse $X = \varepsilon_\alpha$, asse $Y = Y_{DT}$.

Le due rette "a" e "b" fanno riferimento, rispettivamente, alle classi di tolleranza ISO >4, ed a quelle ≤ 4 .

2.4.3.2 Parametri relativi al funzionamento

Fattori utili per ottenere il valore di *tensione equivalente al piede del dente* σ_F :

K_A – fattore di applicazione del carico

Tiene conto dell'intensità dei sovraccarichi a cui è sottoposto il sistema per cause esterne all'ingranaggio; può essere determinato, da normativa, tramite una tabella in funzione del tipo di sovraccarico.

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1,00	1,25	1,50	1,75
Light shocks	1,10	1,35	1,60	1,85
Moderate shocks	1,25	1,50	1,75	2,00
Heavy shocks	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

Figura 86 - Tabella fattore K_A

K_V - fattore dinamico

Parametro che tiene conto degli effetti dovuti alle masse rotanti, ma anche del progetto e dal processo di realizzazione della ruota. Da normativa, viene espresso come segue:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}$$

Con: z_1 numero denti del pignone; $u = z_2/z_1$ rapporto di trasmissione; v : velocità tangenziale sulla circonferenza primitiva [m/s].

Verificare che se: $K_A \cdot \frac{F_t}{b} < 100$, il valore va posto pari a 100 N/mm.

K_1, K_2 "sottoparametri", calcolabili dalla tabella in funzione del grado di precisione:

	K_1 Tolerance class as specified in ISO 1328-1:2013									K_2 All tolerance classes
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	0,008 7

Consider the worst tolerance class between pinion and gear.

Figura 87 - Tabella valori di K_1 e K_2 per il calcolo di K_V

*(7÷8 buon grado di accuratezza!)

K_3 "sottoparametro" ricavabile analiticamente:

Se $\left(\frac{vz_1}{100}\right) \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} \leq 0,2$ allora $K_3=2,0$;

Se $\left(\frac{vz_1}{100}\right) \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0,2$ allora $K_3=0,357 \cdot \left(\frac{vz_1}{100}\right) \cdot \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} + 2,071$.

$K_{F\alpha}$ - fattore di distribuzione trasversale del carico

Fattore che tiene conto delle disuniformità del carico a causa di errori di passo e di profilo (nel caso di mancanza di informazioni precise si può ipotizzare unitario)

$K_{F\beta}$ - fattore di distribuzione longitudinale del carico (o di disallineamento).

Parametro che tiene conto di applicazione del carico lungo il dente (nel caso di mancanza di informazioni precise si può ipotizzare unitario).

$$K_{F\beta} = 1 \text{ ruote cilindriche}$$

$$K_{F\beta} = 1,2 \text{ ruote coniche}$$

2.4.3.3 Parametri relativi alla fatica per flessione

Fattori necessari al calcolo della tensione ammissibile σ_{FP} :

Y_{ST} - fattore di correzione della tensione

Coefficiente che tiene conto del tipo di sollecitazione (pulsante, alternata, alternata positiva...) e si ricava utilizzando il diagramma di Smith e Goodman. Nel caso di sollecitazione pulsante positiva, che è quella che il dente subisce per *bending*, si calcola un valore:

$$Y_{st}=2.$$

Y_{NT} - fattore di durata per fatica a flessione

Fattore che tiene conto di maggior tensione che un ingranaggio, sottoposto a vita limitata (basso numero di cicli), può sopportare rispetto alla tensione consentita per un numero di cicli di riferimento (3×10^6 da normativa).

Il numero di cicli può essere considerato come il numero di volte in cui il dente ingrana sotto carico.

Tale coefficiente è influenzato da diversi aspetti quali: il materiale utilizzato ed il trattamento termico subito, dalla duttilità e tenacità a frattura del materiale, dal numero di cicli di carico, dalla fluidità richiesta durante il funzionamento, ecc.

Y_{NT} può essere ottenuto per via grafica, fig.88:

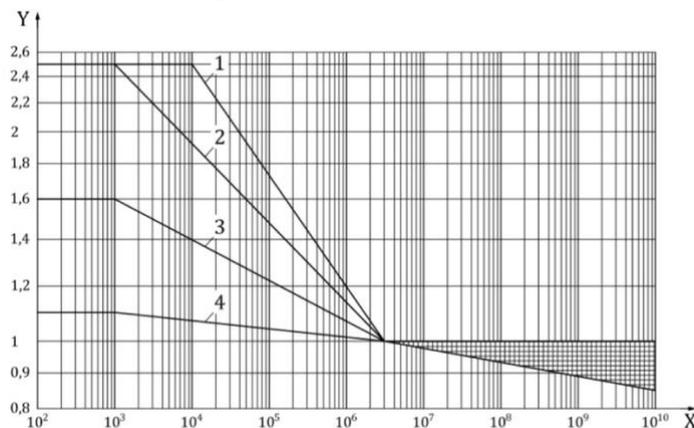


Figura 88 - Grafico fattore di durata Y_{NT}

Legenda figura 88:

- Asse X: numero di cicli
- Asse Y: Y_{NT}
- Curva 1: materiali con codice ISO St, V, GGG perl. bai., GTS perl.
- Curva 2: materiali con codice ISO Eh, If
- Curva 3: materiali con codice ISO GG, GGG ferr., NT, NV nitr.

- Curva 4: materiali con codice ISO NV nitrocarb.
- alternativamente mediante tabella:

Material	Number of load cycles, N_L	Life factor, Y_{NT}
GG, GGG (ferr.), NT, NV (nitr.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0*
NV (nitrocarb.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,1
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0*
GG, GGG (ferr.), NT, NV (nitr.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0*
NV (nitrocarb.)	$N_L \leq 10^3$, static	1,1
	$N_L = 3 \times 10^6$	1,0
	$N_L = 10^{10}$	0,85 up to 1,0*

* The lower value of Y_{NT} may be used for critical service, where tooth root breakage shall be minimal. Values between 0.85 and 1.0 may be used for general purpose gearing. With optimum lubrication, material, manufacturing and experience 1.0 may be used.

Figura 89 - Tabella grafico fattore di durata Y_{NT}

$Y_{\delta relT}$ - fattore di sensibilità all'intaglio

Parametro che viene calcolato a partire dal *fattore di sensibilità all'intaglio* Y_{δ} , valutato sperimentalmente per una ruota standard con concentrazione delle tensioni nel raggio di raccordo nel piede del dente. $Y_{\delta relT}$ dipenderà dal grado di precisione tecnologica della ruota dentata, e quindi dalla forma del raccordo, e dal materiale utilizzato. Può essere determinato per via grafica, fig.88:

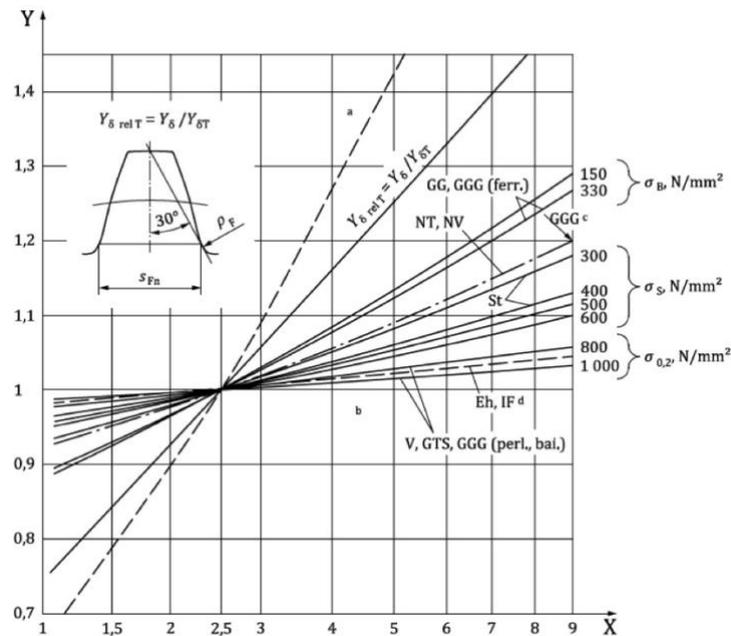


Figura 90 - Grafico fattore di sensibilità all'intaglio $Y_{\delta relT}$

Legenda figura 90:

- Asse X: parametro di intaglio $q_s = S_{Fn} / 2\rho_F$; S_{Fn} , ρ_F : spessore e raccordo al piede del dente, rispettivamente.
- Asse Y: $Y_{\delta relT}$

Si rimanda, invece, alla normativa per la formulazione analitica completa.

Y_{RrelT} - fattore di finitura superficiale;

Fattore relativo dello stato superficiale al piede del dente. Esso dipende dal grado di finitura della superficie nei punti di maggiore sollecitazione alla base del dente. La normativa fornisce delle espressioni analitiche distinte in base al materiale, con R_z rugosità media al piede del dente:

- Nel caso di $R_z < 1 \mu m$:
per materiali V, GGG (perl., bai.), Eh, IF e GTS (perl.): $Y_{RrelT} = 1,12$
per materiali St: $Y_{RrelT} = 1,07$
per materiali GG, GGG (ferr.), NT e NV: $Y_{RrelT} = 1,025$

- Nel caso di $1 \mu m \leq R_z \leq 40 \mu m$:
per materiali V, GGG (perl., bai.), Eh, IF e GTS (perl.):

$$Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$$

per materiali St:

$$Y_{RrelT} = 5,306 - 4,203 \cdot (R_z + 1)^{0,01}$$

per materiali GG, GGG (ferr.), NT e NV:

$$Y_{RrelT} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_z + 1)^{0,005}$$

La normativa fornisce anche dei grafici per un calcolo più veloce, se non si necessita di particolare precisione:

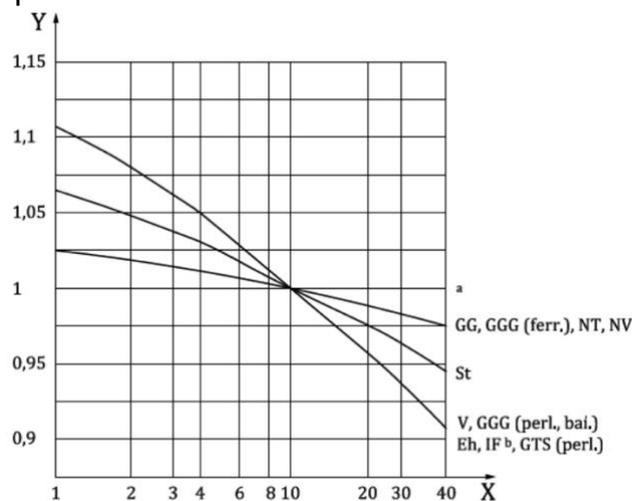


Figura 91 - Grafico fattore di finitura superficiale Y_{RrelT}

Legenda figura 91:

- Asse X: Rugosità media R_z [μm].
- Asse Y: Y_{RelT}
- Curva a: fattore Y_{RelT} statico (tutti i materiali)

Y_X - fattore di dimensione.

Coefficiente che dipende dalle dimensioni della ruota, ed è diagrammato in funzione del modulo normale e del tipo di materiale, fig.90:

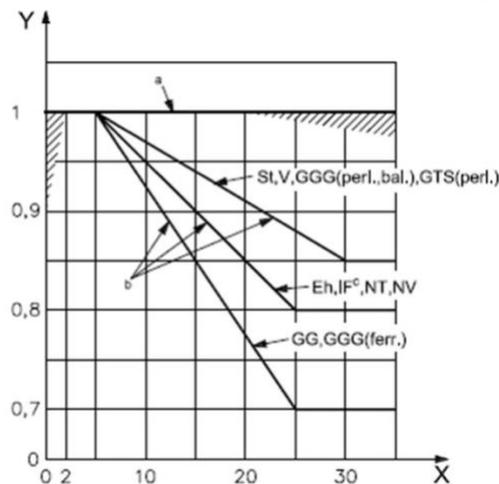


Figura 92 - Grafico fattore di dimensione Y_x

Legenda grafico:

- Asse X: modulo m_n [mm]
- Asse Y: fattore di dimensione Y_x
- Curva a: fattore di dimensione Y_x statico (per tutti i materiali)
- Curve b: distinzione in base al codice materiale (vedi tabella sigle materiali - ISO 6336)

Se il materiale che costituisce la ruota è idoneo per la dimensione della stessa ed è stato trattato in modo adeguato, si può assumere $Y_x=1$.

È alternativamente ricavabile da tabella:

Material	Normal module, m_n	Size factor, Y_x
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.)	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n < 30$	$Y_x = 1,03 - 0,006 m_n$
	$30 \leq m_n$	$Y_x = 0,85$
Eh, IF (root), NT, NV	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1,05 - 0,01 m_n$
	$25 \leq m_n$	$Y_x = 0,8$
GG, GGG (ferr.)	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
	$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1,075 - 0,015 m_n$
	$25 \leq m_n$	$Y_x = 0,7$
All materials for static stress	—	$Y_x = 1,0$

Figura 93 -Tabella fattore di dimensione Y_x

Infine, per ciò che riguarda la σ_{Flim} : *tensione limite di fatica a flessione*, in base alla normativa ISO 6336-5, è stata ricavata, mediante l'espressione:

$$\sigma_{Flim} = A \cdot x + B$$

con: x – durezza superficiale HBW o HV; A e B: costanti in base al materiale (“Eh” nel caso in esame: A=0, B=1,650).

I risultati per la *verifica a fatica per flessione* sono di seguito riportati:

BENDING - FATICA A FLESSIONE					
σ_F	474,51	MPa	σ_{FP}	1749,44	MPa
σ_{Fo}	278,27		σ_{Flim}	1171,5	MPa
Parametri funzionamento			SFlim	1,5	-
KA	1,5	-	YNT	1	-
Kv	1,137	-	YST	2	-
KF β	1	-	Y δ RrelT	≈1	-
KF α	1	-	YRrelT	1,12	-
σ_{Fo}	278,27	MPa	Yx	1	-
Ft	8986,7	N	Parametro di funzionamento Kv		
b	38	mm	Kv	1,137	-
mn	3	mm	K1	26,8	-
Parametri ingranaggio			K2	0,019	-
YF	3,53	-	K3	1,781	-
YS			KA	1,5	-
Y β	1	-	Ft	8986,7	N
YB	1	-	b	38,0	mm
YDT	1	-	u	0,6	-
			z1	45	-
			KAft/b	354,74	N/mm
			v	3,50	m/s
			n4R	840	rpm
			ω 4R	87,96	rad/s
materiale:	16MnCr5		vz1/100	1,57	m/s
durezza	710	HV	$u^2/(1+u^2)$	0,265	-

Figura 94 – Risultati verifica a fatica per flessione

Essendo la $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$, risulta soddisfatta la *verifica a fatica per flessione* utilizzando un acciaio cementato (16MnCr7: 720HV10, $\sigma_{H,lim}$ =1470MPa) ed una larghezza di fascia b=38mm per le ruote.

2.4.4 Verifica di resistenza del dente al *pitting* per fatica

(STANDARD ISO 6336-3)

La condizione di resistenza a rottura per fatica da contatto hertziano ripetuto:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

con σ_H *pressione di contatto (pressione hertziana)* sul pignone (σ_{H1}) e sulla ruota (σ_{H2}) [N/mm²]:

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

In cui σ_{H0} è la *tensione hertziana di contatto nominale* [N/mm²]:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}}$$

I segni + e - si riferiscono ad ingranaggi esterni ed interni, rispettivamente.

La pressione di contatto dunque risulta essere funzione di diversi parametri relativi all'ingranaggio ed al funzionamento e con:

- F_t : forza tangenziale [N]
- b : larghezza di fascia [mm]
- d_1 : diametro primitivo della ruota più piccola [mm]

Parametri relativi all'ingranaggio, che tengono conto degli effetti della geometria del dente sulla massima pressione di contatto che si raggiunge nel materiale:

- Z_H : fattore di zona;
- Z_E : fattore di elasticità del materiale;
- Z_ε : fattore del rapporto di condotta;
- Z_β : fattore dell'angolo d'elica.

Parametri relativi al funzionamento:

- K_A : fattore di applicazione del carico;
- K_V : fattore dinamico;
- $K_{H\beta}$: fattore di distribuzione longitudinale del carico (o di disallineamento);
- $K_{H\alpha}$: fattore di distribuzione trasversale del carico.

Di seguito vengono passati in rassegna, in sintesi, i vari parametri.

2.4.4.1 Parametri relativi all'ingranaggio

Z_H - fattore di zona

Parametro funzione degli angoli caratteristici delle ruote che tiene conto degli effetti della curvatura relativa dei fianchi dei denti nel punto primitivo di funzionamento.

Esso può essere calcolato mediante la seguente relazione generale:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}}$$

gli angoli α_t ed α_{wt} possono essere determinati noti α_n e β , tramite le relazioni:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad \cos \alpha_{wt} = \frac{d}{d_w} \cos \alpha_t$$

in cui i pedici "w" sono relativi ad ingranaggi tagliati con spostamento profili. Inoltre: d: diametro primitivo di riferimento e d_w : diametro primitivo di lavoro o di funzionamento. Ovviamente sia le quantità d e d_w che α e α_w coincidono per ruote "normali", cioè senza spostamento profili.

Z_E - fattore di elasticità del materiale

Parametro che dipende dalle caratteristiche elastiche del materiale e si ottiene dalla relazione seguente:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

in cui E_1 , E_2 , ν_1 e ν_2 sono rispettivamente i moduli elastici e i coefficienti di Poisson delle due ruote.

Wheel 1			Wheel 2			Z_E (N/mm ²) ^{0,5}
Material	Modulus of elasticity, E N/mm ²	Poisson's ratio, ν	Material	Modulus of elasticity, E N/mm ²	Poisson's ratio, ν	
St, V, Eh, IF, NT, NV	206 000	0,3	St, V, Eh, IF, NT, NV	206 000	0,3	189,8
			St(cast)	202 000		188,9
			GGG, GTS	173 000		181,4
			GG	126 000 to 118 000		165,4 to 162,0
St(cast)	202 000	0,3	St(cast)	202 000	0,3	188,0
			GGG, GTS	173 000		180,5
GGG, GTS	173 000	0,3	GG	118 000	0,3	161,4
			GGG, GTS	173 000		173,9
GG	126 000 to 118 000	0,3	GG	118 000	0,3	156,6
			GG	118 000		146,0 to 143,7

Figura 95 - Tabella per modulo elastico e coefficiente di Poisson per i vari acciai

Z_ε - fattore del rapporto di condotta

Parametro che dipende dal rapporto di condotta trasversale ε_α e da quello normale "grado di ricoprimento" ε_γ (extra ratio, per ruote elicoidali), ed è pari a:

per denti dritti ($\beta = 0$): $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$

per denti elicoidali:

con $\varepsilon_\gamma < 1$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\gamma) + \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha}}$

con $\varepsilon_\gamma \geq 1$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

Alternativamente può essere ricavato per via grafica:

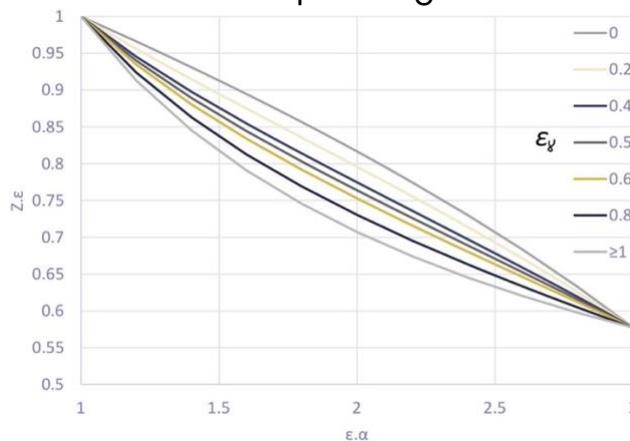


Figura 96 - Grafico per fattore del rapporto di condotta Z_ε

Z_β - fattore dell'angolo d'elica.

Coefficiente che tiene conto degli effetti dell'angolo d'elica sulla distribuzione del carico. Si calcola tramite la relazione sperimentale seguente:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$$

Ovviamente $Z_\beta = 1$ per ruote a denti dritti ($\beta = 0^\circ$)

2.4.4.2 Parametri relativi al funzionamento

K_A - fattore di applicazione del carico;

K_V - fattore dinamico;

$K_{H\beta}$ - fattore di distribuzione longitudinale del carico (o di disallineamento);

$K_{H\alpha}$ - fattore di distribuzione trasversale del carico:

Parametri relativi al funzionamento identici a quelli calcolati per la verifica a fatica per flessione, si rimanda perciò alla verifica precedente per l'ottenimento, da normativa, di questi.

Z_B e Z_D : fattori che correggono la tensione calcolata nel punto di contatto (C) per tener conto delle curvature che si hanno all'inizio ed alla fine del contatto singolo. Posti entrambi pari ad 1 dato che il contatto viene calcolato in C.

2.4.4.3 Parametri relativi alla fatica per contatto hertziano ripetuto

Fattori necessari al calcolo della tensione ammissibile:

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

In cui:

- Z_N : fattore di durata;
- Z_L : fattore del lubrificante;
- Z_R : fattore di rugosità;
- Z_V : fattore di velocità;
- Z_W : fattore del rapporto fra durezza;
- Z_X : fattore di dimensione;

Z_N - fattore di durata

Fattore che dipende dal materiale utilizzato, di seguito riportati gli andamenti dei fattori di durata per alcune classi di materiali:

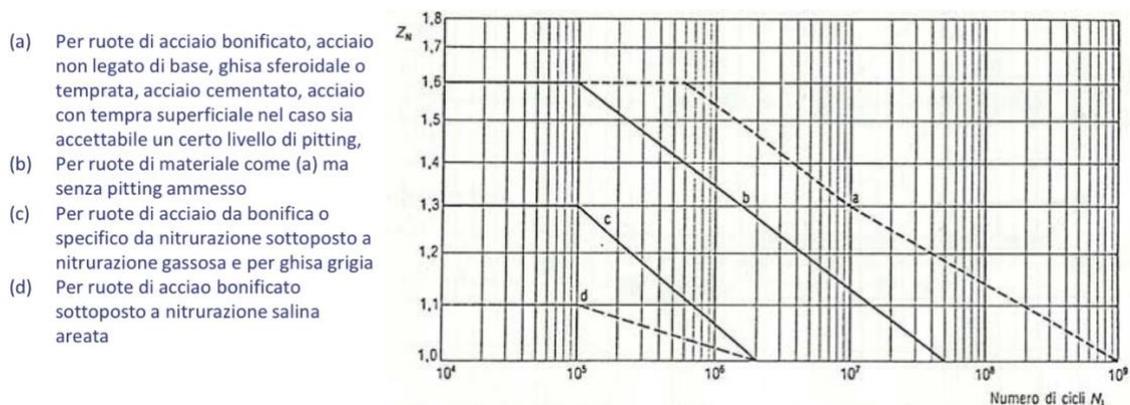


Figura 97 - Andamenti per il calcolo di Z_N

Z_L - fattore del lubrificante

Fattore funzione della viscosità cinematica del lubrificante a temperatura standard (40°C e 50°C) e della tensione σ_{Hlim} . Può essere ricavato dal grafico seguente:

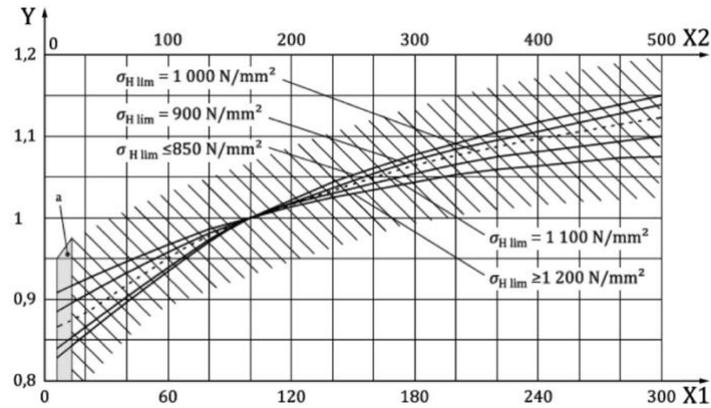


Figura 98 - Andamenti per fattore del lubrificante Z_L

Legenda grafico

- Asse X1: viscosità cinematica a 50°C, $\nu_{50} \text{ mm}^2/\text{s}$
- Asse X2: viscosità cinematica a 40°C, $\nu_{40} \text{ mm}^2/\text{s}$
- Asse Y: fattore del lubrificante Z_L

Come alternativa al grafico per Z_L , sono disponibili in letteratura delle formule per determinare il parametro analiticamente.

Z_R - fattore di rugosità

Coefficiente funzione della rugosità media sui fianchi dei denti e della tensione σ_{Hlim} . La normativa riporta il seguente diagramma che esprime l'andamento di Z_R in funzione della rugosità superficiale:

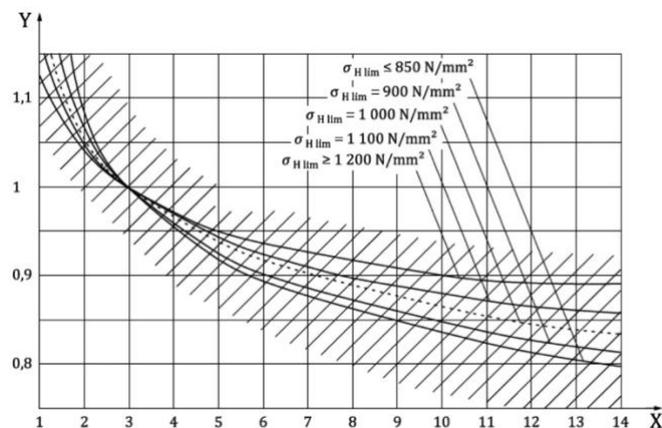


Figura 99 - Andamenti per fattore di rugosità Z_R

Legenda grafico

- Asse X: Rugosità superficiale media R_z [μm]
- Asse Y: Fattore di rugosità Z_R

Anche per questo parametro sono presenti, alternativamente, in letteratura formule per l'ottenimento per via analitica.

Z_V - fattore di velocità

Parametro che tiene conto degli effetti della rotazione mediante la massima velocità periferica v_p . La normativa riporta delle espressioni analitiche per il calcolo e un diagramma che esprime l'andamento di Z_V in funzione della velocità periferica e della tensione σ_{Hlim} :

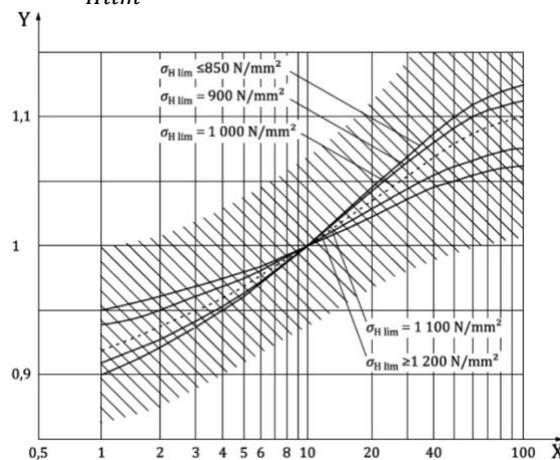


Figura 100 - Andamenti fattore di velocità Z_V

Legenda grafico

- Asse X: velocità periferica al diametro primitivo [m/s]
- Asse Y: fattore di velocità Z_V

Z_W - fattore del rapporto fra durezza

Fattore che tiene conto del fatto che la resistenza di una ruota in acciaio aumenta se questa ingrana con un pignone che ha subito un indurimento superficiale e presenta una bassa rugosità sulla superficie dei denti.

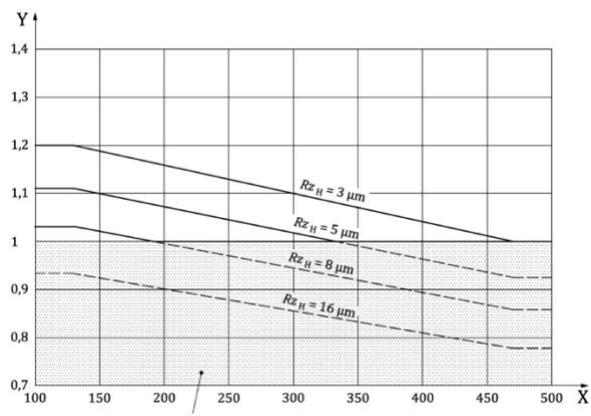


Figura 101 - Diagramma per il calcolo Fattore del rapporto tra durezza Z_W

Legenda grafico

- Asse X: durezza della ruota più morbida [HB]
- Asse Y: fattore del rapporto fra durezza Z_W
- Zona grigia a: effetto dell'usura ($Z_W = 1$)

Sono altresì disponibili in normative per il calcolo analitico del parametro.

Z_X - fattore di dimensione

Coefficiente che dipende sostanzialmente dalle dimensioni della ruota. Se il materiale costituente la ruota è idoneo alla dimensione della stessa ed è stato trattato in modo opportuno può essere posto pari al valore unitario.

I risultati per la *verifica a pitting* sono di seguito riportati:

PITTING - FATICA DA CONTATTO HERTZIANO RIPETUTO					
$\sigma_H(1)$	935,36	MPa	σ_{HP}	1277,6	MPa
$\sigma_H(2)$	1207,55	MPa	σ_{Hlim}	1470	MPa
σ_{H0}	820,52	MPa	ZN	1,2	-
ZB	1	-	SHmin	1,5	-
ZD	1	-	Parametri per tensione ammissibile		
Parametri funzionamento			ZL	1	-
KA	1,5	-	ZV	0,97	-
Kv	1,137	-	ZR	1,12	-
KH α	1	-	ZW	1	-
KH β	1	-	ZX	1	-

σ_{H0_1}	716,30	MPa
σ_{H0_2}	924,74	MPa
Parametri ingranaggio		
ZH	2,675	-
ZE	154,81	MPa ^{0,5}
Z ϵ	0,813	-
Z β	1	-
Ft	8986,7	N
d1	132,47	mm
d2	79,48	mm
u	0,6	-
b	40	mm
α	12,95	°
α_{rad}	0,297	rad
sin α	0,292	
cos α	0,956	
v	0,3	
E	206000	Mpa
(1-v ²)/E	4,4E-06	1/Mpa
(u+1)/u	2,667	-
Ft/(d1b)	1,70	N/mm ²
Ft/(d2b)	2,83	N/mm ²

Figura 102 - Risultati verifica a pitting

Affinché la verifica risultasse soddisfatta ($\sigma_H \leq \sigma_{HP}$) è stato necessario portare la larghezza di fascia, in definitiva, a 40mm (dai 35mm originari) mantenendo un acciaio cementato (16MnCr7: 720HV10, $\sigma_{H,lim}=1470\text{MPa}$).

CAPITOLO 3 – Modellazione cambio in SolidWorks

Raggiunto l'obiettivo minimo sul rapporto di condotta e verificata la resistenza della nuova coppia di ruote corrette a denti diritti, a conclusione dell'elaborato, si è sostituita virtualmente la coppia di ruote elicoidali costituenti la *IV marcia* con i nuovi ingranaggi.

Per mezzo del software SolidWorks, per la progettazione tridimensionale parametrica, si è potuto ricreare il cambio in questione eseguendo una modellazione 3D.

Il nuovo cambio, con le modifiche apportate, si mostra come in figura 103, poste in rosso le nuove ruote corrette a denti diritti per la *IV marcia*:

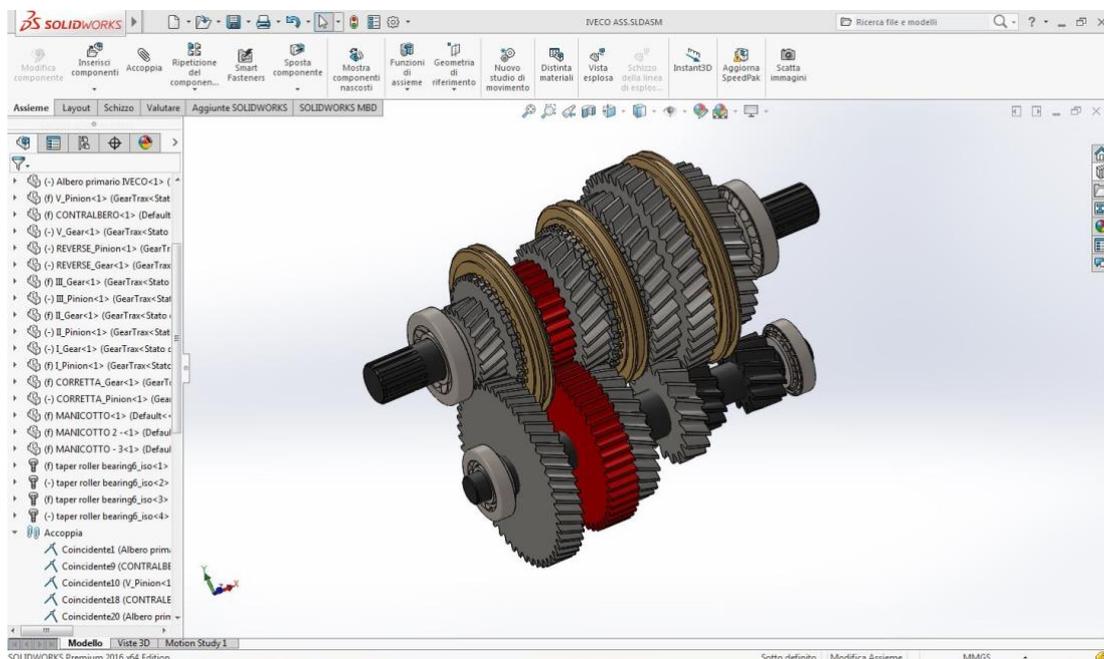


Figura 103 - Interfaccia SolidWorks: complessivo nell'ambiente assembly

Per ricreare l'assieme mostrato, si è proceduto con la modellazione delle singole parti:

1. Ruote dentate;
2. Coroncine dentate;
3. Manicotti;
4. Albero di IN, di OUT e contralbero.

Per ciò che riguarda i *cuscinetti* invece, rientrano fra i dispositivi meccanici già disponibili nella libreria di parti standard integrate al software SolidWorks e quindi non è stato necessario modellarli, ma scegliere il modello e la misura adeguata. La modellazione di tutto il sistema del *sincronizzatore* è approssimata per le parti interne di accoppiamento (sono state omesse le superfici coniche di attrito).

- 1) Per costruire le *ruote dentate* con profili cinematici precisi si è fatto uso del *tool GearTrax* (Camnetics, Inc.), che consente di generare una perfetta dentatura ad evolvente, una volta impostati i parametri quali: modulo, raggio di base, ecc; utile soprattutto nella creazione delle ruote a spostamento profilo.

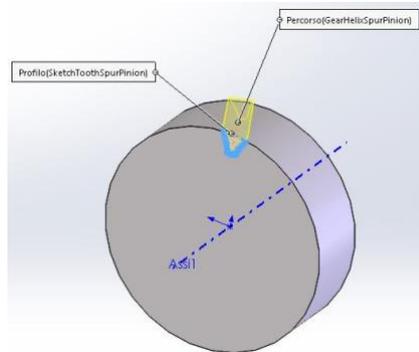


Figura 104 - Generazione di una dentatura elicoidale (pignone V marcia)

- 2) Ottenute le ruote, per quelle interessate, su di esse si è disegnata la *coroncina dentata* (fig.86), parte del sistema del *sincronizzatore*.

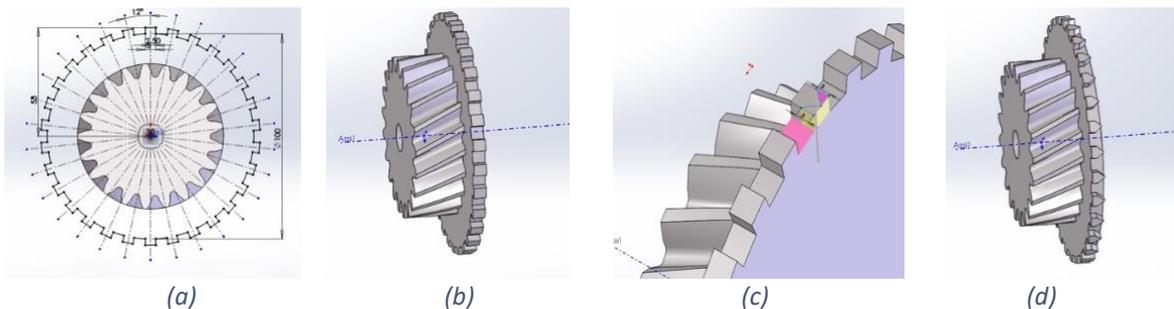


Figura 105 - Schizzo coroncina(a), estrusione (b) e taglio (c)-(d) per creazione dentatura (su pignone V marcia)

- 3) La realizzazione del *manicotto* è avvenuta direttamente mediante rivoluzione dello schizzo (raffigurante la sezione). Sono stati poi accoppiati sui due lati gli *anelli sincronizzatori*, ricavati con uno schizzo analogo a quello per la *coroncina*.

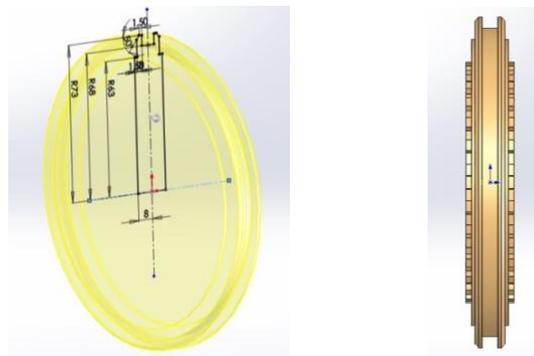


Figura 106 - Rivoluzione dello schizzo (sinistra), manicotto con anelli sincronizzatori (destra)

- 4) Gli alberi di IN ed OUT nel cambio originale sono distinti, ma diventano un unico elemento in presa diretta. Per semplicità è stato disegnato un albero unico scanalato.

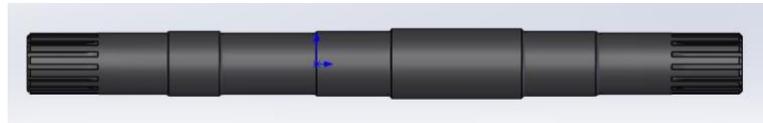


Figura 107 - Albero di IN ed OUT

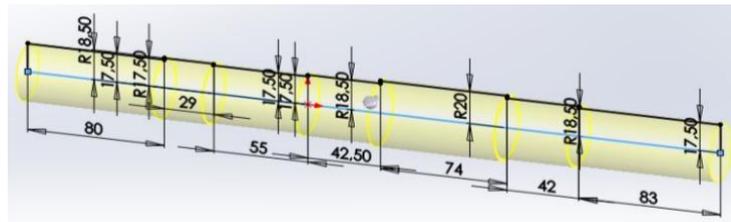


Figura 108 - Rivoluzione albero primario

Costruzione analoga per il *contralbero*:

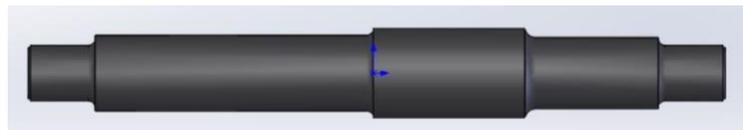


Figura 109 - Contralbero

Create le varie parti, si è proceduto, infine, ad accoppiarle opportunamente nell'ambiente assembly.

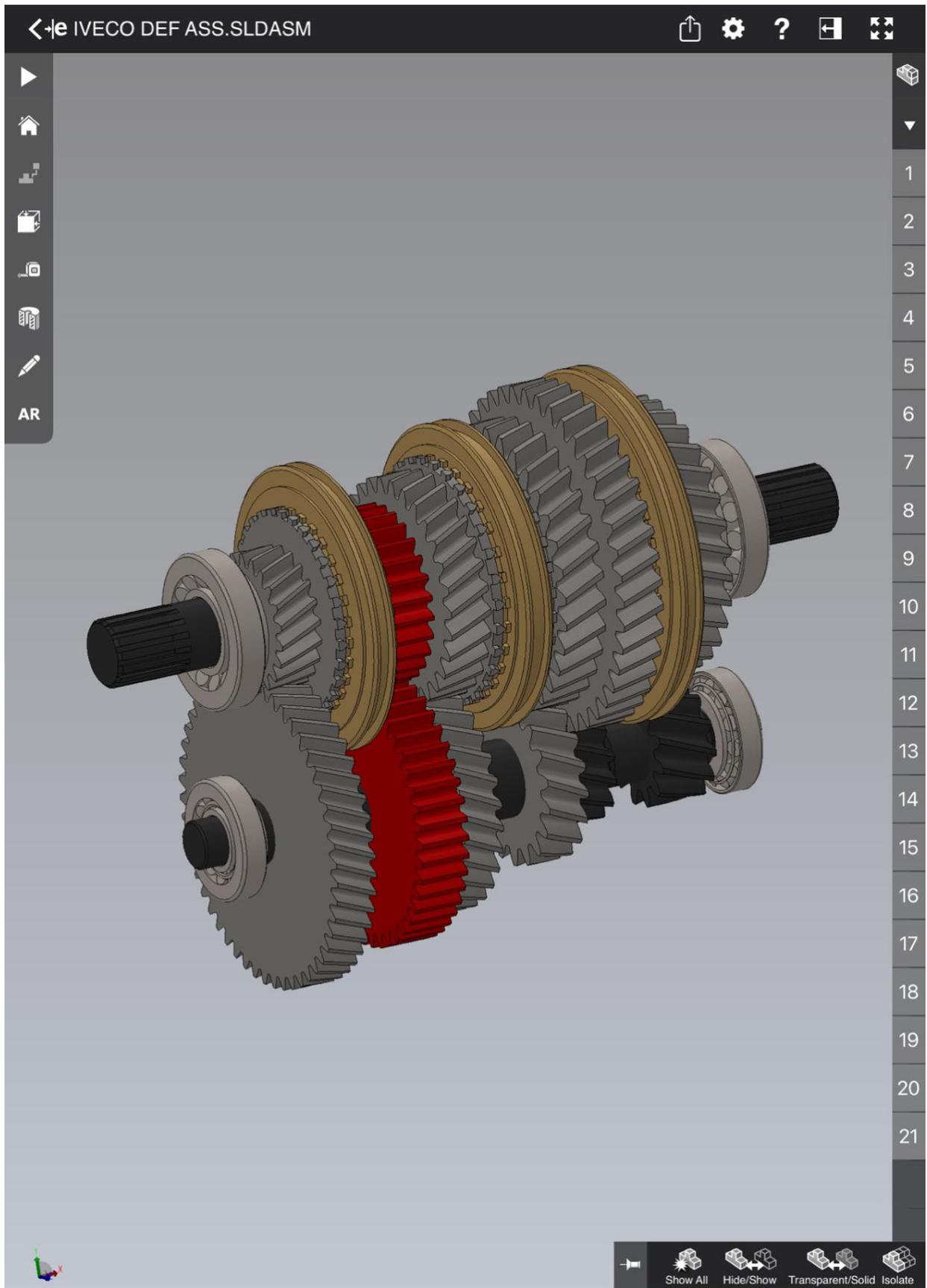


Figura 110 - Vista assometrica del complessivo in eDrawing Pro

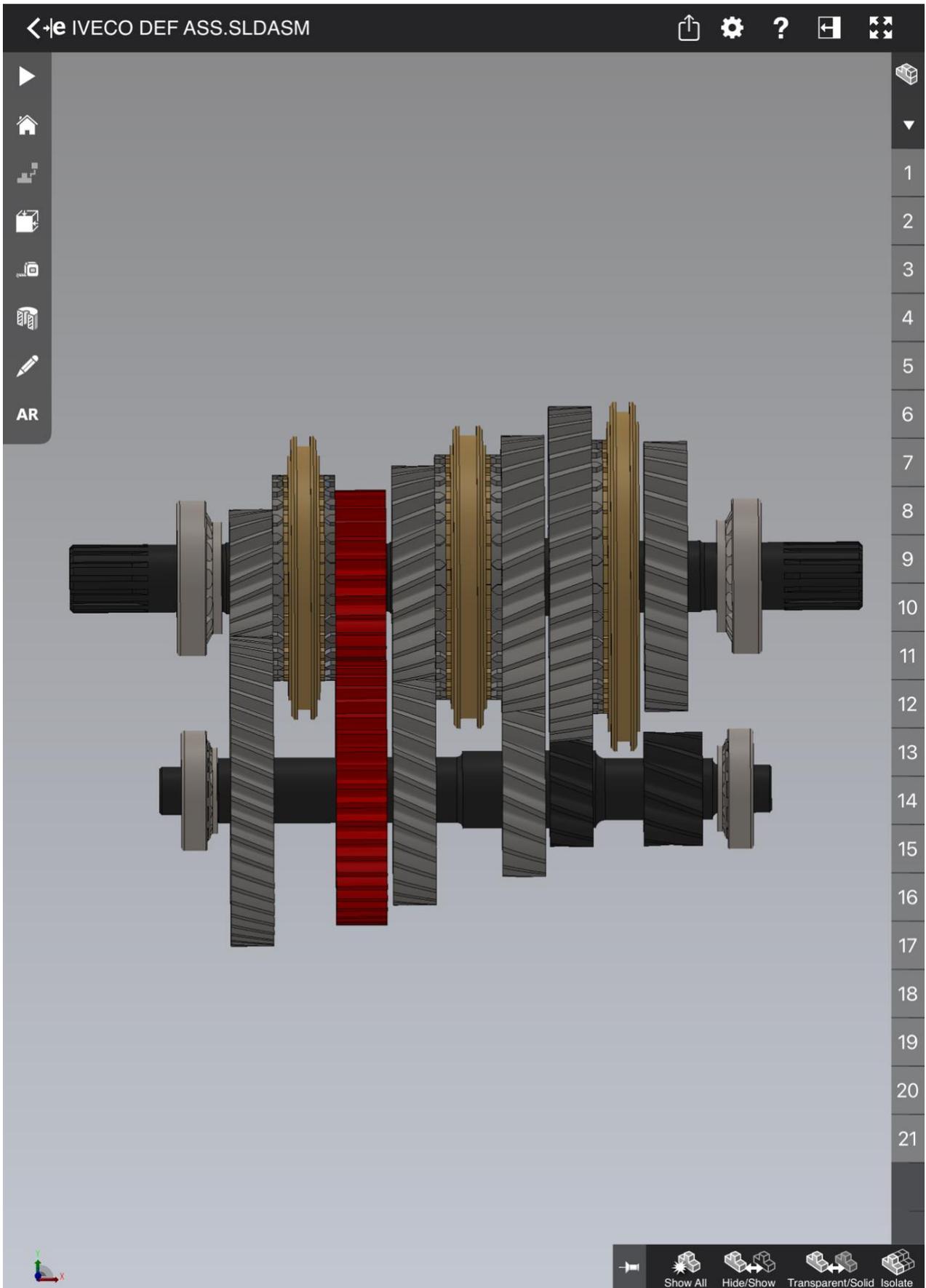


Figura 111 - Vista frontale del complessivo in eDrawing Pro

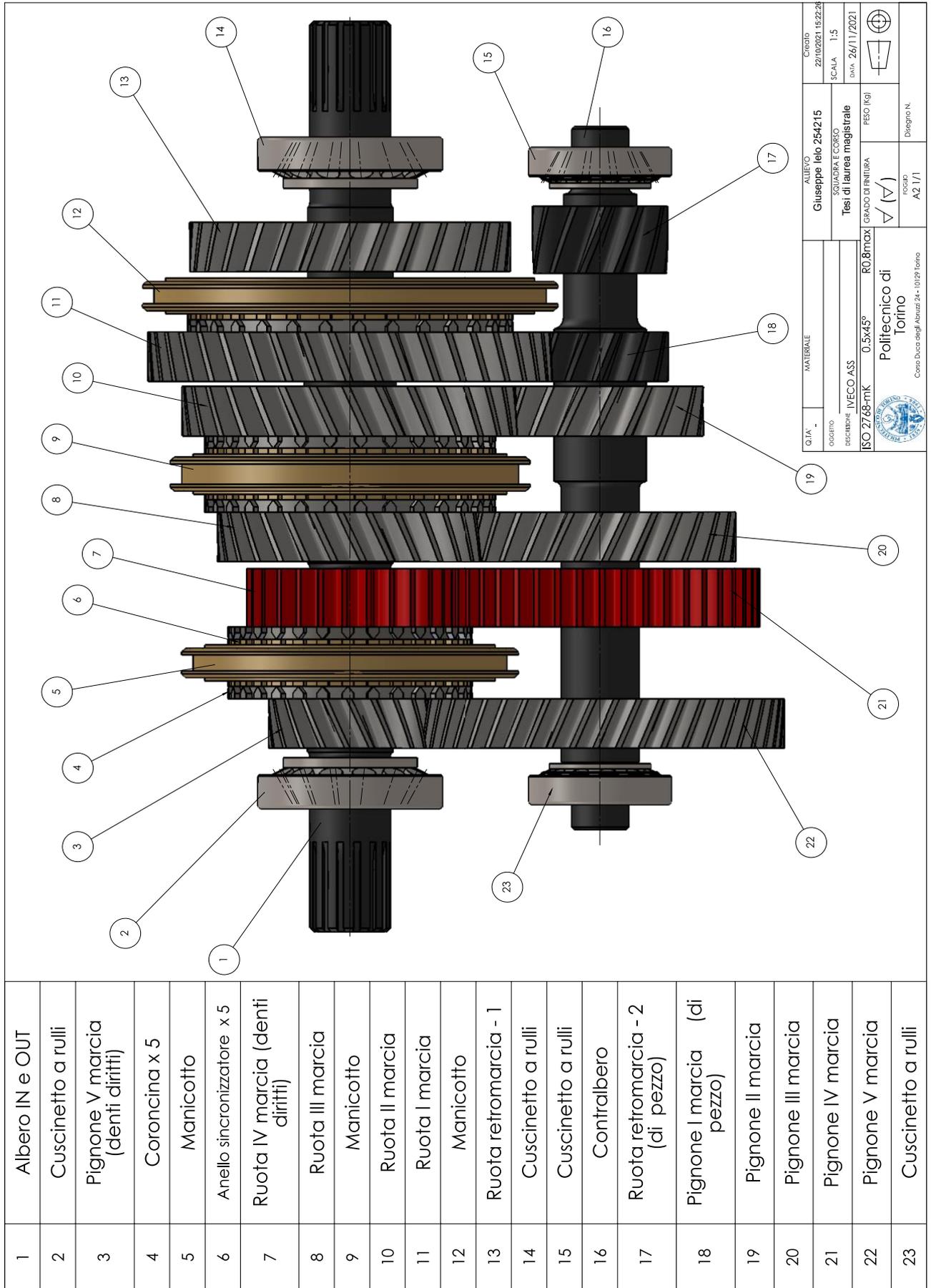


Figura 112 - Messa in tavola con bollatura su vista frontale per il nuovo cambio

Bibliografia

- [1] G. Belingardi e A. Gugliotta, *"Slides del corso di Costruzione di Macchine"*, Politecnico di Torino;
- [2] P. Righettini, *"Progettazione funzionale di sistemi meccanici – Ruote dentate"*, Università degli Studi di Bergamo;
- [3] G. Curti, *"Costruzione di Macchine – Le ruote dentate"*, Politecnico di Torino;
- [4] G. Genta e L. Morello, *"L'autotelaio – Progetto dei componenti"*, Vol.1;
- [5] A. Crolla, *"Automotive Engineering- Powertrain, Chassis system and vehicle body"*;
- [6] A. Scattina, *"Slides del corso di Automotive Evolution"*, Politecnico di Torino;
- [7] S. Maldotti, *"Sulla energia dissipata in alcuni organi di macchina"*, Tesi di dottorato di ricerca, Università di Bologna;
- [8] F. Curà, *"Il calcolo delle ruote dentate cilindriche"*, Politecnico di Torino;
- [9] C. Ferraresi e T. Raparelli, *"Meccanica applicata"*, Politecnico di Torino;
- [10] *"Slides del corso di Powertrain components design"*, Politecnico di Torino.

Sitografia

- [s.1] [https://eagletransrowlett.com/manual-transmission-problems/;](https://eagletransrowlett.com/manual-transmission-problems/)
- [s.2] www.learnengineering.org;
- [s.3] [https://orsk-autogid.ru/it/korobka-peredach/transmission-change-box-principle-of-operation-features-of-transmission-design.html;](https://orsk-autogid.ru/it/korobka-peredach/transmission-change-box-principle-of-operation-features-of-transmission-design.html)
- [s.4] [https://www.iveco.com/italy/prodotti/pages/camion-eurocargo-iveco.aspx;](https://www.iveco.com/italy/prodotti/pages/camion-eurocargo-iveco.aspx)
- [s.5] [https://www.alvolante.it/da_sapere/funzionamento-cambio-automatico-doppia-frizione-dct-347074/foto#immagine_di_copertina_0.](https://www.alvolante.it/da_sapere/funzionamento-cambio-automatico-doppia-frizione-dct-347074/foto#immagine_di_copertina_0)