



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

---

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

**PROGETTAZIONE DI UN ALBERO DI TRASMISSIONE CARDANICO  
PER BANCO PROVA AUTOMOTIVE**

**DESIGN OF A CARDAN DRIVE SHAFT FOR AUTOMOTIVE TEST BENCH**

Relatore:

Prof. **CARESANA FLAVIO**

Tesi di Laurea di:

**DI SEBASTIANO FILIPPO**

A.A. 2022/2023

*A Pedro,  
per la fedeltà sempre dimostratami*

## Sommario

INTRODUZIONE.....	3
Capitolo primo: PROFILI SCANALATI.....	5
<b>1.1 Generalità</b> .....	5
<b>1.2 Calcolo delle tensioni</b> .....	8
<b>1.3 Criticità delle trasmissioni con scanalati</b> .....	10
Capitolo secondo: TOLLERANZE DIMENSIONALI .....	14
<b>2.1 Introduzione alle tolleranze</b> .....	14
<b>2.2 Norme che regolano le tolleranze</b> .....	15
<b>2.3 Gradi di tolleranza normalizzati</b> .....	22
<b>2.4 Tolleranze dimensionali generali: UNI ISO 2768</b> .....	23
<b>2.5 Analisi tolleranza accoppiamento scanalato</b> .....	24
Capitolo terzo: GIUNTO DI CARDANO.....	27
<b>3.1 Descrizione del giunto</b> .....	27
Capitolo quarto: PROGETTAZIONE DELL'ALBERO .....	30
<b>4.1 Calcolo del momento flettente</b> .....	30
<b>4.2 Verifica a momento torcente</b> .....	32
<b>4.3 Verifica statica a flessione del dente</b> .....	35
<b>4.4 Verifica resistenza a vita infinita</b> .....	38
<b>4.5 Calcolo del diametro del tubo di scorrimento</b> .....	42
CONCLUSIONE .....	44
Bibliografia .....	45

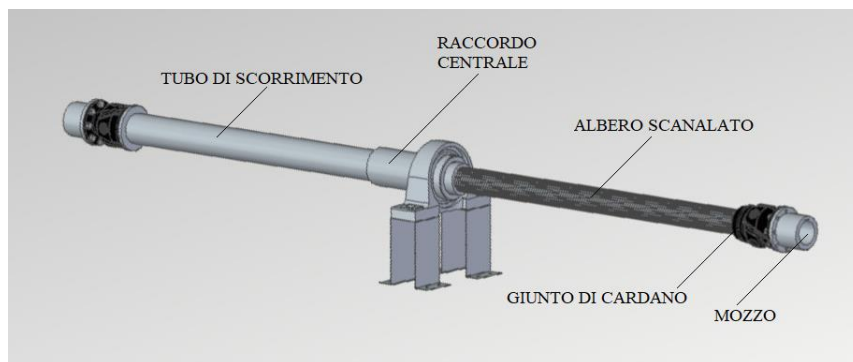
## INTRODUZIONE

Ho svolto il mio periodo di tirocinio presso la ditta Soft-Engine S.r.l di Falconara Marittima (AN). Questa è un'azienda italiana leader nel settore dei banchi prova potenza. Fondata nel 1994 dall'Ing. Gabriele Maria Serpilli come software house per motori, si consolida subito nel mercato motoristico con la progettazione e produzione di banchi prova potenza che garantiscono precisione e ripetibilità dei risultati.

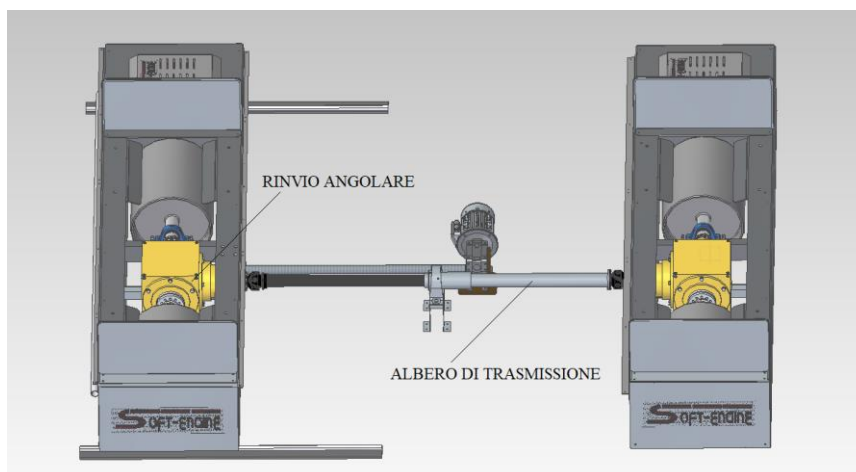
Ogni singolo particolare dei loro prodotti, dal processo di produzione al collaudo, è volto a garantire questi requisiti, gli stessi che hanno permesso alla Soft-Engine di diventare fornitori per importanti reparti ricerca e sviluppo di aziende quali Aprilia Racing, Ducati energia, Alientech e altre.

L'azienda è tutt'ora guidata dall'Ingegnere e dalla sua famiglia, a cui si affianca un nutrito e competente gruppo di ingegneri e sviluppatori software che creano, aggiornano e innovano i principali prodotti in loco. La ricerca e l'innovazione sono elementi distintivi dell'azienda. In particolare il sistema Syncro di sincronizzazione assi dà la possibilità di testare qualsiasi tipo di vettura nel banco a quattro ruote motrici. Ciò ha reso il banco 4WD della Soft-Engine uno dei prodotti di punta nell'ambito dei banchi auto.

In questo elaborato si affronterà la progettazione di un albero di trasmissione cardanico per il banco prova Syncro 900 al cui sviluppo ho collaborato durante il mio periodo in azienda. L'albero di trasmissione ha un corpo centrale costituito da un albero scanalato che scorre all'interno di un tubo di scorrimento (tenuti insieme da un raccordo centrale) così da consentire la regolazione della distanza tra i rulli adeguandola al passo del veicolo che si va a testare. Ad ogni estremità è presente un giunto di cardano connesso ad un mozzo collegato tramite chiavetta ad un rinvio angolare. Nelle due figure seguenti sono riportate l'insieme dell'albero e la sua collocazione sul banco.



*Figura i-1: Insieme dell'albero di trasmissione cardanico*



*Figura i-2: Collocazione dell'albero cardanico sul banco*

## **Capitolo primo**

### **PROFILI SCANALATI**

#### ***1.1 Generalità***

I profili scanalati rappresentano un metodo di collegamento albero-mozzo attraverso due profili coniugati. Uno di questi profili è realizzato sull'albero e l'altro sul mozzo. La trasmissione della coppia avviene tramite il contatto tra i denti dei due profili. Questo tipo di collegamento viene comunemente utilizzato quando è necessario trasmettere coppie di notevole entità e velocità, e quando è necessario consentire alcuni movimenti assiali limitati tra l'albero e il mozzo durante la trasmissione del carico.

I profili scanalati possono essere visti come l'equivalente di numerose linguette, con il vantaggio di poter trasmettere elevate coppie, garantendo una eccellente centratura tra l'albero e il mozzo e consentendo movimenti relativi tra i due componenti. Tuttavia, ciò comporta un elevato costo di realizzazione, che potrebbe richiedere l'uso di utensili specializzati.

Esistono due tipi di profili scanalati: quelli cilindrici con fianchi paralleli (Fig. 1-1) e quelli cilindrici con fianchi a evolvente (Fig. 1-2).

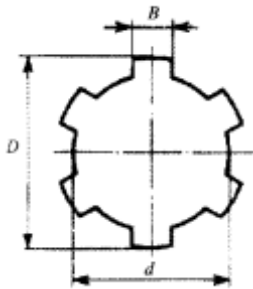


Figura 1-1: Profilo scanalato cilindrico con fianchi paralleli

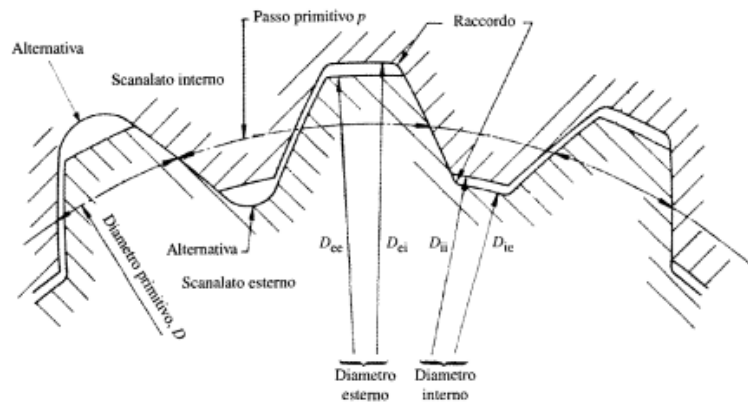
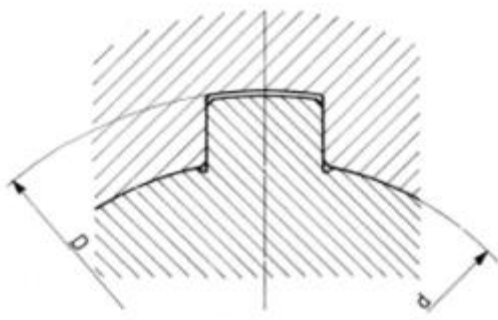


Figura 1-2: Profilo scanalato cilindrico con fianchi a evolvente

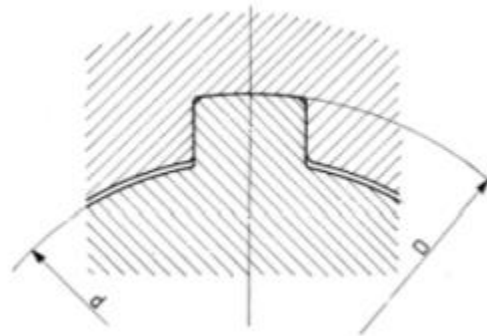
Questo tipo di collegamento, simile per tipologia a quello ottenuto attraverso linguetta, è da preferirsi nel caso in cui i momenti torcenti da trasmettere siano elevati: ciò è dovuto alle importanti superfici di contatto che l'accoppiamento garantisce. Altre caratteristiche di questo genere di sistema di trasmissione sono la buona ripartizione del carico che avviene in modo uniforme lungo i risalti dell'albero, un buon livello di centraggio tra albero e mozzo ed elevate caratteristiche di resistenza a fatica con bassi livelli di usura. Queste caratteristiche richiedono lavorazioni particolari andando a incidere in maniera sostanziale sull'aspetto economico di questi componenti. Tra i principali metodi tecnologici per la realizzazione dei profili possiamo citare la rullatura, il taglio mediante creatore e la brocciatura.

Per quanto riguarda il centraggio, per entrambe le tipologie, esso può avvenire per contatto sulla superficie interna (centraggio interno), per contatto sulla superficie di testa dei denti (centraggio esterno) o per contatto sui fianchi.

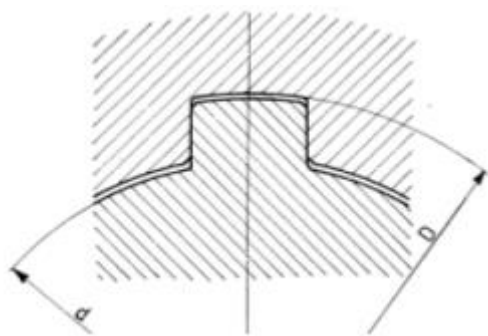
Sono riportate di seguito degli esempi di tipologie di centraggio:



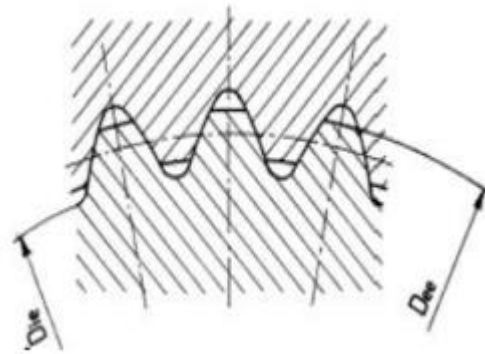
*Figura 1-3: Profilo a fianchi paralleli con centraggio interno*



*Figura 1-4: Profilo a fianchi paralleli con centraggio esterno*



*Figura 1-5: Profilo a fianchi paralleli con centraggio sui fianchi*



*Figura 1-6: Profilo con fianchi a evolvente con centraggio sui fianchi*



In questa trattazione ci concentreremo sui profili con fianchi a evolvente, nel caso in questione questi fanno riferimento alla norma DIN 5480.

Essi hanno una forma di dentatura simile a quella di una ruota dentata, ma con un'altezza che è circa la metà. Questo tipo di profilo può essere realizzato utilizzando gli stessi creatori degli ingranaggi, oppure attraverso la rullatura a freddo. In quest'ultimo caso la superficie del profilo risulterà molto dura a causa dell'indurimento del materiale. Il fondo del dente può essere piatto o arrotondato, e l'angolo di pressione tipico utilizzato è di  $30^\circ$ . Grazie alla forma arrotondata del fondo dei denti e alla sezione di base più ampia, questo tipo di profilo scanalato è in grado di resistere meglio alle sollecitazioni di fatica. Inoltre, il centraggio dei denti, che avviene sui fianchi, è molto preciso e permette di raggiungere alte velocità di rotazione senza problemi di vibrazione.

## ***1.2 Calcolo delle tensioni***

Ci sono principalmente due modi in cui i denti di un profilo scanalato (sia con profilo piatto che a evolvente) possono rompersi: per taglio o per usura causata da una pressione superficiale eccessiva. Per quanto riguarda il taglio, è possibile dimensionare il profilo considerando che ogni dente corrisponde

all'utilizzo di una linguetta. Tuttavia, a causa delle inevitabili imprecisioni di lavorazione, il contatto tra i denti non avviene mai contemporaneamente per tutti. Generalmente si considera che la coppia venga ripartita solo sul 25% dei denti. Il taglio sulla superficie media tra il diametro esterno e quello interno (per i denti con fianchi paralleli) e sulla superficie primitiva (per i denti con fianchi ad evolvente) può essere espresso come segue:

$$\tau = \frac{M_t}{(D + d)/4} \frac{1}{0.25 Z} \frac{1}{Zl \cdot B} = \frac{16M_t}{(D + d)ZlB} \quad (\text{fianchi paralleli})$$

$$\tau = \frac{M_t}{D_p/2} \frac{1}{(0.25)Z} \frac{1}{l \cdot p/2} = \frac{16M_t}{\pi D_p^2 l} \quad (\text{fianchi a evolvente})$$

in cui:

- $M_t$  = momento torcente [N · m]
- $Z$  = numero di denti
- $l$  = lunghezza della scanalatura [m]
- $B$  = larghezza del dente [m]
- $D$  = diametro esterno [m]
- $d$  = diametro interno [m]
- $D_p$  = diametro primitivo [m]
- $p$  = passo [m]

Nel calcolo della pressione superficiale, si considera che tutti i denti siano in presa. Questa ipotesi è realistica poiché, sebbene inizialmente solo alcuni denti possano essere in contatto, con il passare del tempo, grazie all'usura, il contatto diventerà uniforme su tutti i denti.

Per calcolare la pressione superficiale su un fianco, dobbiamo prima definire l'altezza  $h$  del dente, la quale è uguale a  $(D-d)/2$  nel caso di fianchi paralleli,

mentre è circa uguale al modulo nel caso di fianchi a evolvente.

Una volta definita l'altezza, possiamo utilizzare le seguenti formule per calcolare la pressione superficiale sul fianco del dente:

$$\sigma = \frac{2M_t}{(D + d)/2 \cdot Zlh} \quad (\text{fianchi paralleli})$$

$$\sigma = \frac{2M_t}{D_p Zlh} \quad (\text{fianchi a evolvente})$$

in cui:

- $M_t$  = momento torcente [N · m]
- $Z$  = numero di denti
- $l$  = lunghezza della scanalatura [m]
- $h$  = altezza del dente [m]
- $D$  = diametro esterno [m]
- $d$  = diametro interno [m]
- $D_p$  = diametro primitivo [m]
- $p$  = passo [m]

### ***1.3 Criticità delle trasmissioni con scanalati***

In generale, la progettazione di trasmissioni che utilizzano accoppiamenti scanalati può presentare delle criticità. Queste criticità sono principalmente legate all'usura che si verifica nelle zone di contatto tra i denti e alle sollecitazioni cicliche di fatica che essi subiscono.

L'usura da fretting (Fig. 1-7) è una forma particolare di usura adesiva che si verifica spesso a causa delle vibrazioni. Essa si manifesta quando due corpi premuti l'uno contro l'altro sono sottoposti a piccoli spostamenti. Questo

fenomeno può essere amplificato quando le condizioni di lavoro della trasmissione non sono ideali, ad esempio quando c'è un disallineamento tra i componenti. L'usura da fretting può causare danni superficiali ai componenti, come il distacco delle particelle di materiale e la formazione di cricche. Queste cricche possono poi propagarsi e portare alla rottura del pezzo.

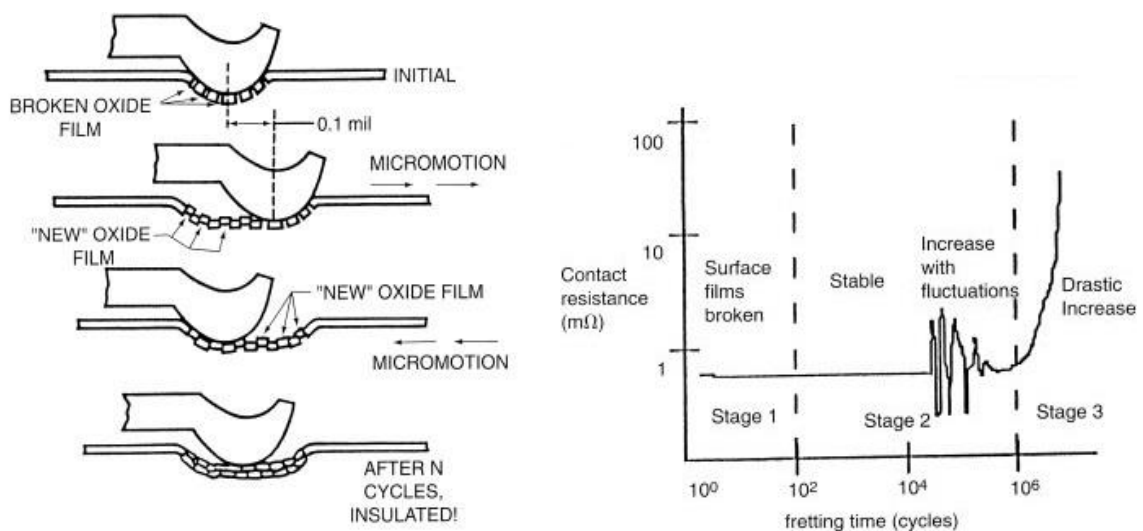


Figura 1-7: Spiegazione grafica del fretting

Esistono due tipi di disallineamento:

- Parallelo
- Angolare

Il primo si verifica quando gli assi dei due alberi sono ad una certa distanza tra loro, restando, però, paralleli. Il secondo avviene quando tra i due alberi si genera un certo angolo di disallineamento. In particolare, in questo elaborato, ci occuperemo di quest'ultima condizione, visibile in figura 1-8.

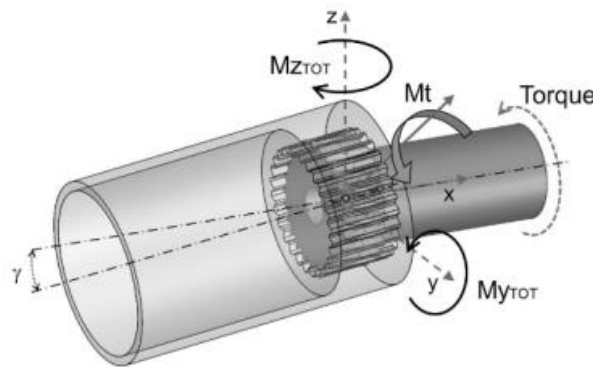


Figura 1-8: Disallineamento angolare

Le forze che si vengono a generare dipendono dal coefficiente di attrito e dalla coppia che la trasmissione deve scambiare, risultano però indipendenti dal grado di disallineamento e dalla velocità di rotazione. Queste forze si formano a partire da un momento di disallineamento (frictional moment), dovuto a una forza longitudinale al profilo del dente ad una certa distanza  $R$  dall'asse di rotazione. Tale forza (frictional force), è quella che agisce sui supporti degli alberi in accoppiamento e nasce come reazione allo strisciamento relativo dei denti durante la rotazione. Essa è definita come:

$$F_f = 1000 \cdot \left(\frac{C}{R}\right) \cdot f$$

in cui:

- $C$  = Coppia torcente [Nm]
- $R$  = Braccio del momento [mm]
- $f$  = Coefficiente d'attrito tra i denti

Il braccio del momento può essere calcolato come:

$$R = \frac{D_{est} + D_{int}}{4}$$

In cui:

- $D_{est}$  = Diametro esterno scanalato [mm]
- $D_{int}$  = Diametro interno scanalato [mm]

Le due forze che permettono di compensare la sollecitazione esterna sono:

- Forza assiale  $F_a = \frac{4000 \cdot C \cdot f}{D_{est} + D_{int}}$
- Forza radiale  $F_r = \frac{1000 \cdot C \cdot f}{L}$

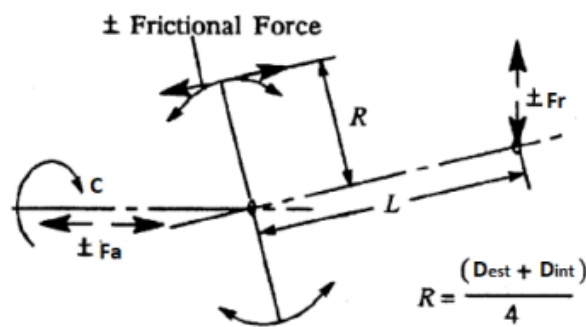


Figura 1-9: Schema delle forze agenti sul profilo scanalato

## Capitolo secondo

# TOLLERANZE DIMENSIONALI

### *2.1 Introduzione alle tolleranze*

La dimensione effettiva dell'oggetto differisce sempre in qualche misura dalla dimensione nominale (ovvero dalla dimensione prevista nel disegno), a seconda del tipo di lavorazione. Pertanto, nei disegni tecnici, le dimensioni nominali espresse dalle quote rappresentano valori di riferimento. La tolleranza è definita come la deviazione dimensionale consentita durante la lavorazione, ovvero l'errore. Questo valore è la differenza tra i valori di dimensione massima e minima consentiti. La lavorazione delle tolleranze è fondamentale per garantire il corretto funzionamento delle parti del sistema e, come nel caso dei profili scanalati, è importante consentire il corretto scorrimento senza eccessivi giochi o attriti.

## ***2.2 Norme che regolano le tolleranze***

In Italia una delle normative di riferimento per ciò che riguarda le tolleranze è la UNI ISO 286/1. Tale norma stabilisce un sistema di codifica ISO per le tolleranze delle dimensioni lineari. Essa definisce i concetti di base e la relativa terminologia di questo sistema di codifica, e fornisce una selezione standardizzata di varie classi di tolleranza.

La terminologia relativa a questo sistema di tolleranza (Fig. 2-1) viene qui di seguito riportata:

- **ALBERO**: elemento esterno di un pezzo, anche non cilindrico. In particolare per pezzi non cilindrici è definito come lo spazio tra due facce parallele del pezzo.
- **FORO**: elemento interno di un pezzo, anche non cilindrico. In particolare per pezzi non cilindrici è definito come lo spazio tra due facce parallele del pezzo.
- **DIMENSIONE**: valore numerico di una grandezza lineare
- **DIMENSIONE NOMINALE**: grandezza dalla quale sono derivate le dimensioni limite applicando gli scostamenti superiore e inferiore
- **DIMENSIONE EFFETTIVA**: dimensione di un elemento determinata tramite misurazione



- **DIMENSIONE LIMITE:** le due dimensioni estreme ammesse di un elemento entro le quali si deve trovare la dimensione effettiva.
- **LINEA DELLO ZERO:** linea retta rappresentante la dimensione nominale alla quale sono riferiti gli scostamenti e le tolleranze.
- **SCOSTAMENTO:** differenza algebrica tra una dimensione e la dimensione nominale. I simboli degli scostamenti sono indicati con lettera minuscola per gli alberi e maiuscola per i fori. In particolare:

$Es$  = scostamento superiore dal foro

$es$  = scostamento superiore dall'albero

$Ei$  = scostamento inferiore dal foro

$ei$  = scostamento inferiore dall'albero

- **TOLLERANZA DIMENSIONALE:** differenza tra dimensione massima e minima. Nel Sistema ISO di tolleranza e di accoppiamenti la tolleranza è anche detta “fondamentale” ed è indicata con  $IT$ . La tolleranza fondamentale per albero ( $IT_a$ ) e per foro ( $IT_f$ ) è data dalle seguenti relazioni:

$$IT_a = es - ei$$

$$IT_f = Es - Ei$$

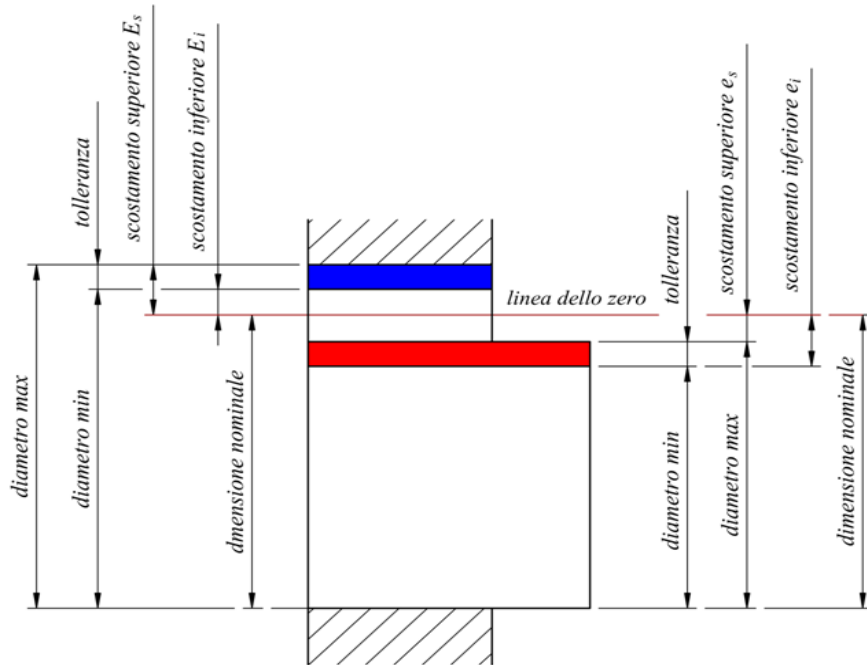


Figura 2-1: Terminologia delle tolleranze

Quando due elementi come un foro e un albero vengono messi in relazione si viene a creare un accoppiamento. Questo può essere di tre tipi (Fig. 2-2):

- ACCOPPIAMENTO CON GIOCO (O MOBILE): accoppiamento in cui il gioco è sempre assicurato tra albero e foro. Quindi è possibile determinare un gioco minimo  $G_{\min}$  e un gioco massimo  $G_{\max}$  definiti come segue:

$$G_{\min} = Ei - es$$

$$G_{\max} = Es - ei$$

- ACCOPPIAMENTO CON INTERFERENZA (O STABILE): accoppiamento in cui l'interferenza è sempre assicurata tra albero e

foro. Quindi è possibile determinare una interferenza minima  $I_{\min}$  e una interferenza massima  $I_{\max}$  definite come segue:

$$I_{\min} = es - Ei = -G_{\min}$$

$$I_{\max} = ei - Es = -G_{\max}$$

- **ACCOPIAMENTO INCERTO:** accoppiamento in cui si può avere gioco o interferenza. Questo avviene quando le zone di tolleranza del foro e dell'albero si sovrappongono (completamente o in parte).

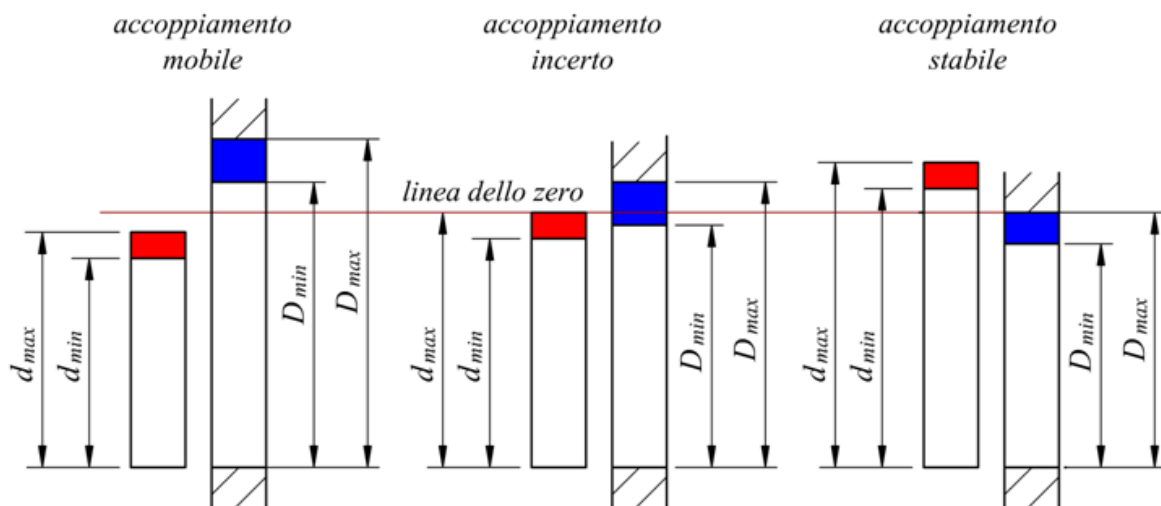


Figura 2-2: Tipologie di accoppiamento

Si hanno anche le seguenti definizioni:

- SISTEMA DI ACCOPPIAMENTO FORO-BASE (Fig. 2-3): insieme degli accoppiamenti in cui giochi o interferenze sono realizzati usando alberi con diverse classi di tolleranze e fori con classe di tolleranza “H”

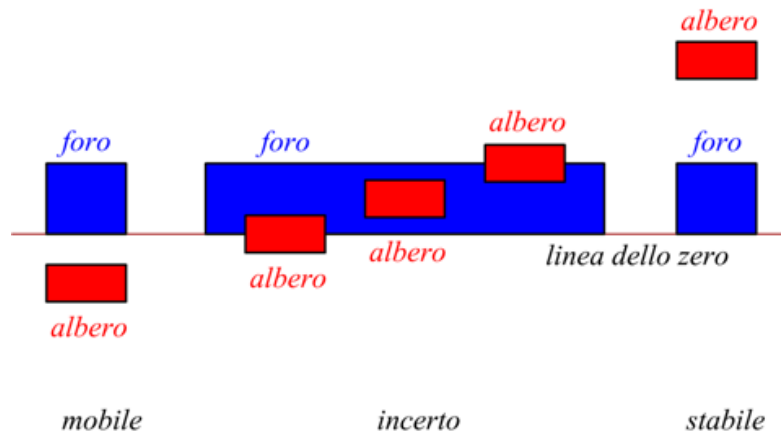


Figura 2-3: Sistemi di accoppiamento foro-base

- SISTEMA DI ACCOPPIAMENTI ALBERO-BASE (Fig. 2-4): insieme degli accoppiamenti in cui giochi o interferenze sono realizzati usando fori con diverse classi di tolleranze e alberi con classe di tolleranza “h”

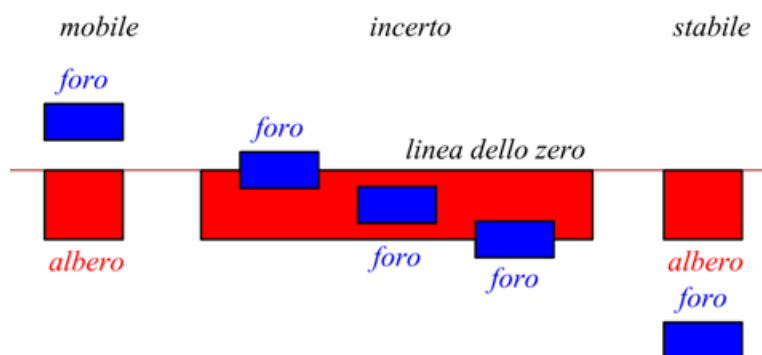


Figura 2-4: Sistemi di accoppiamento albero-base

Nelle Tabelle 2-1 e 2-2, sono riportati una serie di accoppiamenti consigliati per la progettazione, di impiego più comune, rispettivamente foro-base e albero-base con le rispettive applicazioni in funzione della precisione e del tipo di accoppiamento.

Tabella 2-1: Accoppiamenti consigliati foro-base

PRECISIONE	LIBERO	MOBILE DI SCORRIMENTO	BLOCCATO LEGGERO	BLOCCATO SERRATO
<b>ALTA</b>	<b>H6/g5</b> Parti rotanti lubrificate; acciaio bonificato rettificato	<b>H6/h5</b> Accoppiamento di centratura lubrificato internamente	<b>H6/n5</b> Parti non bloccate assialmente (vincolo torsionale linguetta o profili scanalato)	<b>H6/p5</b> Parti da considerarsi un sol pezzo
<b>BUONA</b>	<b>H7/g6</b> Accoppiamenti rotanti con buona centratura; lubrificazione mediocre	<b>H6/h6</b> Alberi veloci poco caricati	<b>H7/n6</b> Parti bloccate assialmente (senza linguetta o scanalato); buona centratura	<b>H7/r6</b> Trasmissione con carichi assiali e torsionali senza linguette o scanalati
<b>MEDIA</b>	<b>H7/f7</b> Accoppiamenti rotanti veloci; centratura imperfetta	<b>H7/h6</b> Centratura di scorrimento; comandi idraulici di precisione	<b>H8/n8</b> Ingranaggi di forza da smontare raramente	
<b>GROSSOLANA</b>	<b>H11/d11</b> Macchine agricole; apparati di sollevamento; organi esposti ad intemperie	<b>H8/f8; H8/h8</b> Accoppiamenti rotanti in genere con bassi carichi e limitate esigenze di centratura		

Tabella 2-2: Accoppiamenti consigliati albero-base

PRECISIONE	LIBERO	MOBILE DI SCORRIMENTO	BLOCCATO LEGGERO	BLOCCATO SERRATO
<b>ALTA</b>			<b>M6/h6</b> Smontabile senza forte pressione con vincolo rotatorio e di scorrimento assiale	
<b>BUONA</b>		<b>H6/h6</b> Parti con movimento relativo; alberi veloci lubrificati	<b>J6/h6</b> Senza scorrimento assiale relativo	<b>N6/h7</b> Smontabile con forte pressione
<b>MEDIA</b>	<b>E8/h7; F8/h8; H9/h8</b> Parti scorrevoli con gioco abbondante	<b>F8/h7</b> Movimento relativo con gioco sensibile		
<b>GROSSOLANA</b>	<b>D10/h8</b> Parti scorrevoli con gioco abbondante senza esigenze di precisione			

Il sistema ISO di tolleranze prevede 27 possibili posizioni di tolleranza sia per i fori che per gli alberi (Fig. 2-5). La distanza tra la linea dello zero e il limite della zona di tolleranza è definito “scostamento fondamentale”.

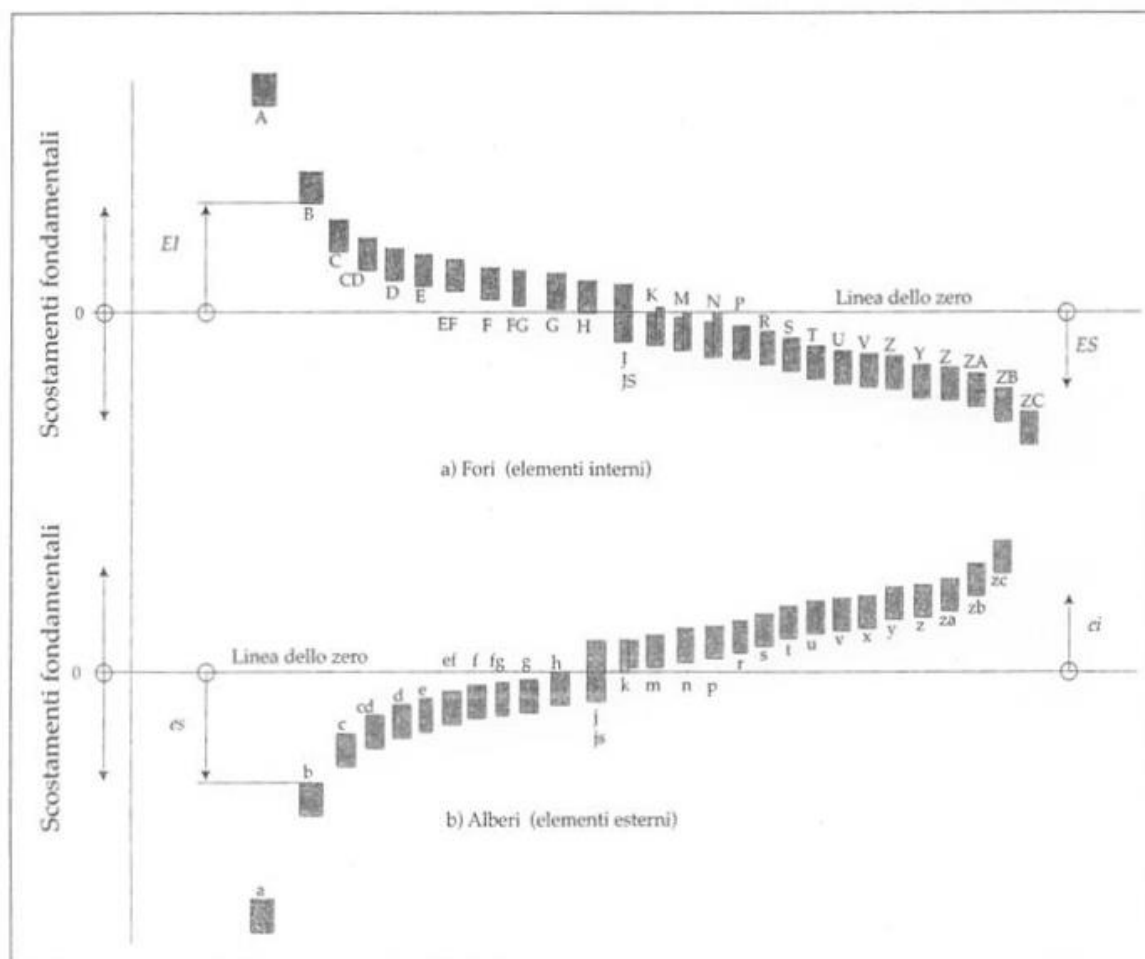


Figura 2-5: Posizioni di tolleranza di foro e albero

I valori numerici di ogni scostamento fondamentale, sia per gli alberi che per i fori, sono riportati in apposite tabelle in funzione dei gruppi di dimensioni nominali e della posizione della zona di tolleranza rispetto alla linea di zero.

### 2.3 Gradi di tolleranza normalizzati

Nel sistema ISO di tolleranze e accoppiamenti esiste una suddivisione, per ogni dimensione nominale, in 20 gradi di tolleranze normalizzate. Queste servono a definire l'ampiezza della zona di tolleranza. Dei 20 gradi, 18 di questi (da IT1 a IT18), sono di uso generale mentre i restanti 2 (IT0 e IT01) sono di uso più specifico. La lavorazione risulta tanto più precisa quanto più piccolo è il grado di tolleranza concesso. Un esempio di tabella è riportato nella tabella 2-3.

Tabella 2-3: Valore numerico del grado di tolleranza normalizzato IT.

Dimensione nominale in mm	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16	IT 17	IT 18
	µm											mm						
fino a 3	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.1	0.14	0.25	0.4	0.6	1	1.4
oltre 3 fino a 6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.3	0.48	0.75	1.2	1.8
oltre 6 fino a 10	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.9	1.5	2.2
oltre 10 fino a 18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.7	1.1	1.8	2.7
oltre 18 fino a 30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.3	2.1	3.3
oltre 30 fino a 50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1	1.6	2.5	3.9
oltre 50 fino a 80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.3	0.46	0.74	1.20	1.9	3	4.6
oltre 80 fino a 120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.4	2.2	3.5	5.4
oltre 120 fino a 180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0.4	0.63	1	1.6	2.5	4	6.3
oltre 180 fino a 250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.9	4.6	7.2
oltre 250 fino a 315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.3	2.1	3.2	5.2	8.1
oltre 315 fino a 400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.4	2.3	3.6	5.7	8.9
oltre 400 fino a 500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.5	4	6.3	9.7
oltre 500 fino a 630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0.7	1.1	1.75	2.8	4.4	7	11
oltre 630 fino a 800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0.8	1.25	2	3.2	5	8	12.5
oltre 800 fino a 1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0.9	1.4	2.3	3.6	5.6	9	14
oltre 1000 fino a 1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1.05	1.65	2.6	4.2	6.6	10.5	16.5
oltre 1250 fino a 1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1.25	1.95	3.1	5	7.8	12.5	19.5
oltre 1600 fino a 2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1.5	2.3	3.7	6	9.2	15	23
oltre 2000 fino a 2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1.75	2.8	4.4	7	11	17.5	28
oltre 2500 fino a 3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2.1	3.3	5.4	8.6	13.5	21	33

Osservando i valori riportati nella tabella si nota che:

- A parità di grado IT, la tolleranza aumenta man mano che la dimensione nominale diventa maggiore.
- A parità di dimensione nominale, la tolleranza aumenta man mano che il grado IT cresce: questo sta a significare che la qualità delle lavorazioni diminuisce di precisione.

#### 2.4 Tolleranze dimensionali generali: UNI ISO 2768

Alle quote senza indicazione di tolleranza dimensionale vanno applicate le tolleranze generali, previste dalla norma UNI ISO 2768. Esse indicano gli scostamenti limite sia per le dimensioni lineari (visibili alla tabella 2-4) che per le dimensioni angolari. Nei disegni, quando si utilizzano queste tolleranze, viene riportata all'interno o nei pressi del cartiglio, il riferimento alla norma seguita dalle lettere f, m, c o v ad indicare la classe di tolleranza prescelta.

Tabella 2-4: Scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari, esclusi smussi e raccordi

Classe di tolleranza		Scostamenti limite per campi di dimensioni fondamentali							
Designazione	Denominazione	Da 0.5 fino a 3	Oltre 3 fino a 6	Oltre 6 fino a 30	Oltre 30 fino a 120	Oltre 120 fino a 400	Oltre 400 fino a 1000	Oltre 1000 fino a 2000	Oltre 2000 fino a 4000
f	Fine	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.2	±0.3	±0.5	-
m	Media	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2
c	Grossolana	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4
v	Molto grossolana	-	±0.5	±1	±1.5	±2.5	±4	±6	±8

1) Per le dimensioni nominali minori di 0.5mm, gli scostamenti devono essere indicati vicino alla/e dimensione/i nominale/i relativa/e



## 2.5 Analisi tolleranza accoppiamento scanalato

In questo caso andremo ad analizzare le tolleranze dimensionali dell'accoppiamento scanalato e del tubo di scorrimento che va ad ospitare l'albero. Il sistema di accoppiamento e centraggio dell'albero è visibile nella figura seguente (Fig. 2-6):

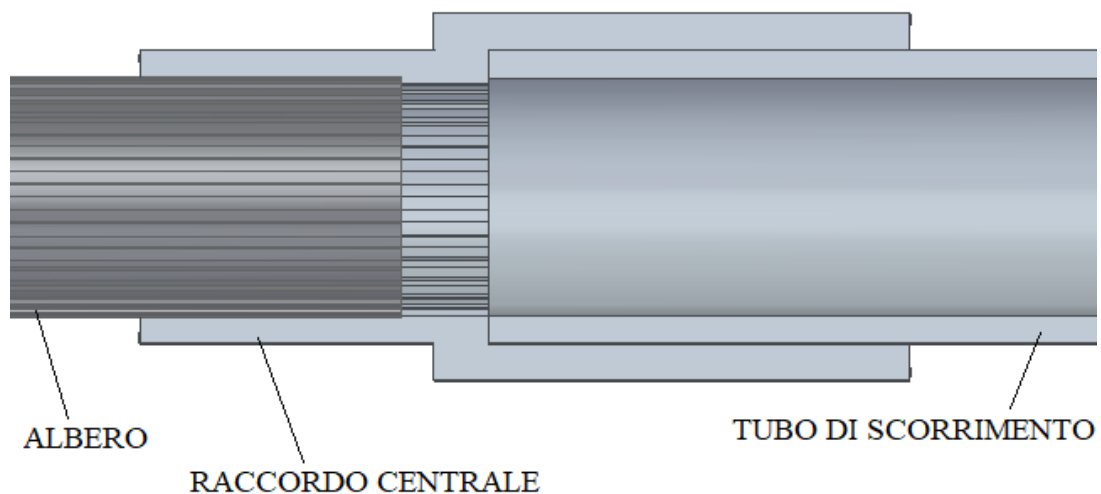


Figura 2-6: Sezione dell'albero di trasmissione

Nello scegliere il corretto accoppiamento bisogna considerare che l'albero dovrà scorrere avanti e indietro nell'apposito foro per consentire al banco di diminuire o aumentare l'interasse tra i rulli (Fig. 2-7) senza troppo attrito. Il che sta a significare che non dovrà esserci interferenza tra foro e albero.

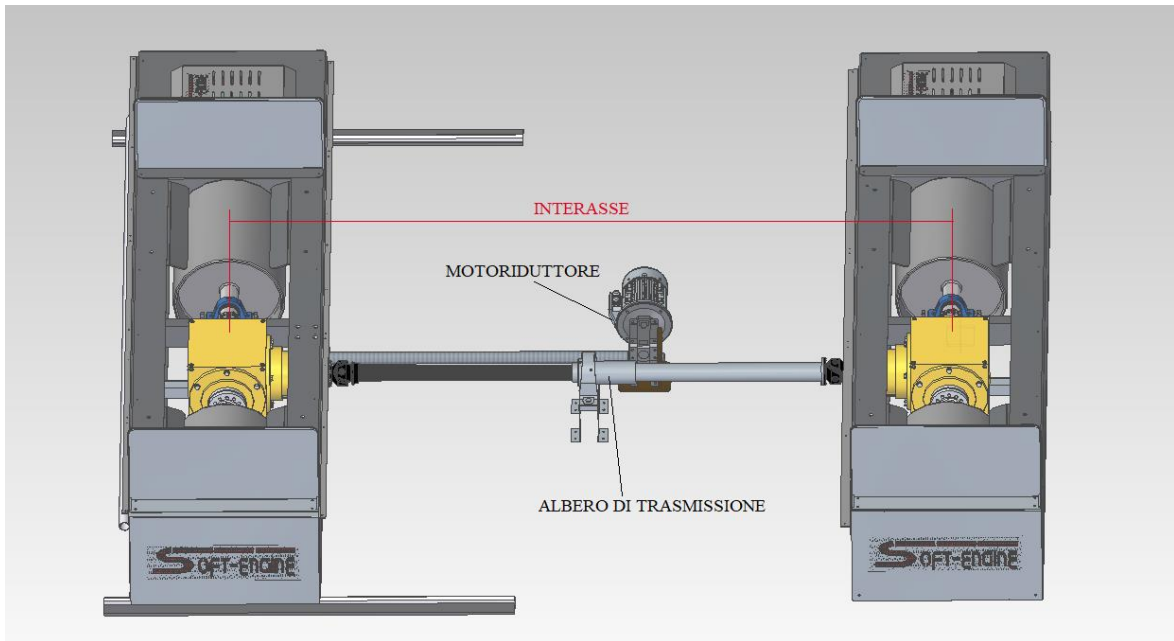


Figure 2-7: Interasse banco a rulli

Per contro nemmeno un eccessivo gioco andrebbe bene, poiché così sarebbe consentito un corretto scorrimento degli elementi, però si rischierebbe di incorrere nel problema del disallineamento trattato in precedenza.

Per questi motivi si è scelto un accoppiamento H6/h6 sia con il foro dell'albero scanalato che con quello del tubo di scorrimento.

Entrambi i fori sono di diametro  $\varnothing 80$  H6:

- Grado di tolleranza IT = 6;
- Scostamenti della tolleranza H6: -  $E_i = 0$ ;  
-  $E_s = +19 \mu\text{m}$ ;
- L'intervallo di tolleranza risulta quindi essere di 0,019 mm;
- Le dimensioni limite del foro quindi sono: -  $D_{\text{max}} = D + E_s = 80 + 0.019 = 80.019 \text{ mm}$ ;  
-  $D_{\text{min}} = D + E_i = 80 + 0 = 80 \text{ mm}$ ;

L'albero invece ha un diametro esterno  $\varnothing 80 h6$ :

- Grado di tolleranza  $IT = 6$ ;
- Scostamenti della tolleranza  $h6$ : -  $es = 0$ ;  
-  $ei = -19 \mu\text{m}$ ;
- L'intervallo di tolleranza risulta quindi essere di  $0,019 \text{ mm}$ ;
- Le dimensioni limite del foro quindi sono: -  $D_{\text{max}} = D + es = 80 + 0 = 80 \text{ mm}$ ;  
-  $D_{\text{min}} = D + ei = 80 - 0,019 = 79,981 \text{ mm}$ ;

Per quanto riguarda l'accoppiamento tra il tubo di scorrimento e il raccordo centrale si è optato per un  $H8/n8$ , ovvero un accoppiamento che assicura un bloccaggio leggero, che serve più che altro a mantenere centrati i 2 fori interni. L'albero di trasmissione durante il funzionamento è in rotazione, quindi soggetto a momento torcente e per rinforzare l'accoppiamento, che altrimenti rischierebbe di muoversi, il tubo di scorrimento viene saldato sul raccordo.

## Capitolo terzo

### GIUNTO DI CARDANO

#### 3.1 Descrizione del giunto

Il giunto di Cardano (Fig. 3-1) permette di trasferire il moto tra due assi non paralleli incidenti in un punto, con un angolo teoricamente inferiore a  $90^\circ$ . Il giunto è composto da due coppie rotoidali, collegate a due alberi, tenute insieme da un elemento centrale chiamato crociera.

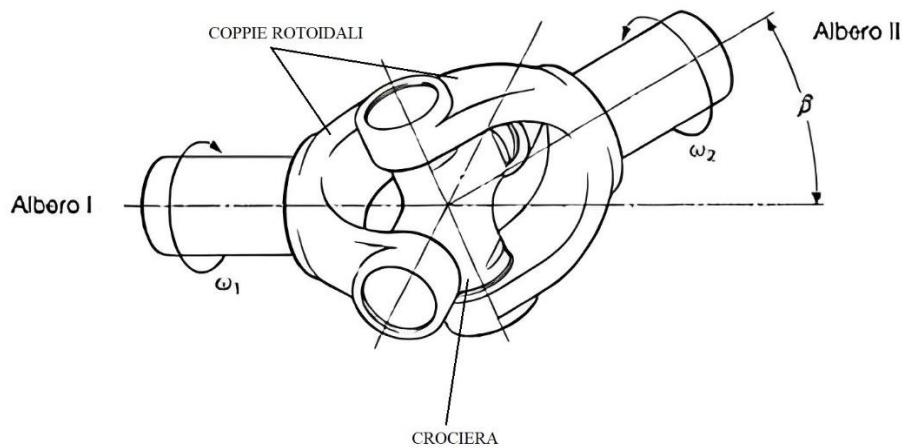


Figura 3-1: Schema del giunto di Cardano

Il rapporto di trasmissione istantaneo, cioè il rapporto tra le velocità angolari dell'albero motore e dell'albero condotto è dato dalla formula:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \gamma_1}$$

Dove  $\omega_2$  e  $\omega_1$  sono le velocità angolari dell'albero 2 e dell'albero 1,  $\beta$  è l'angolo di disallineamento tra l'asse dell'albero condotto e l'asse dell'albero motore e  $\gamma_1$  è l'angolo descritto dal lato della coppia rotoidale collegata all'albero 1 mentre questo è in rotazione.

Questo tipo di giunto non è omocinetico, ossia la velocità istantanea dell'albero condotto non è costante durante una rotazione completa ma è funzione dell'angolo  $\gamma_1$ , mentre le velocità di rotazione medie dei due alberi sono uguali. Questo significa che il rapporto di trasmissione di questo giunto non è costante ma varia come in figura 3-2.

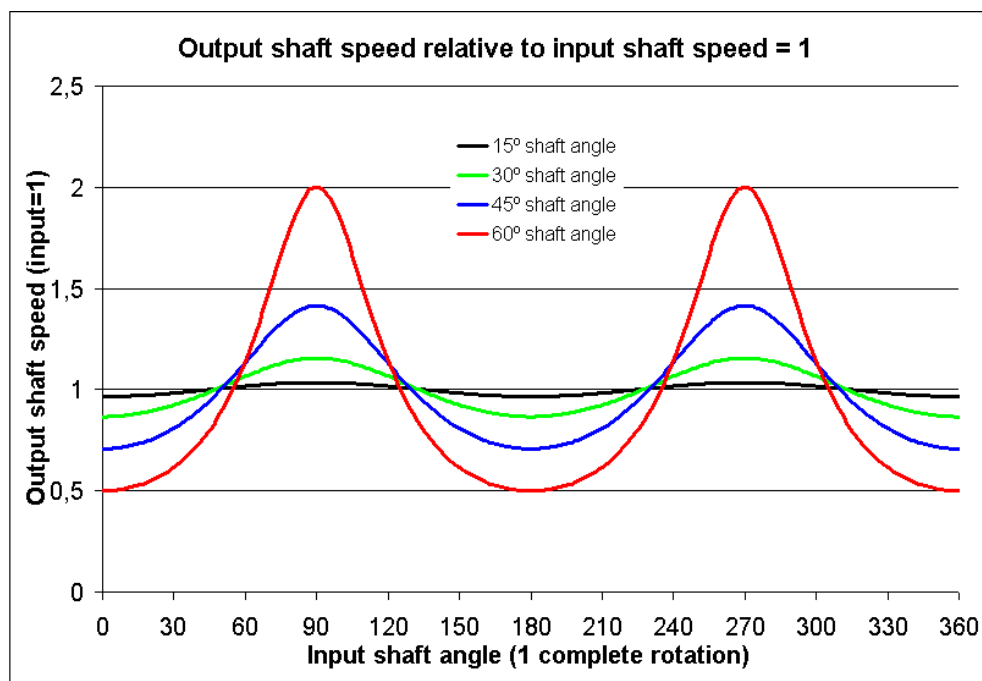


Figura 3-2: Rapporto di trasmissione del giunto di Cardano

Essendo, quella tramite il giunto di Cardano, una trasmissione non fluida, potrebbe verificarsi l'inconveniente che ad alti regimi di giri si verificano problemi legati alle vibrazioni.

Per risolvere il problema dell'omocineticità viene utilizzato un doppio giunto come in figura 3-3.

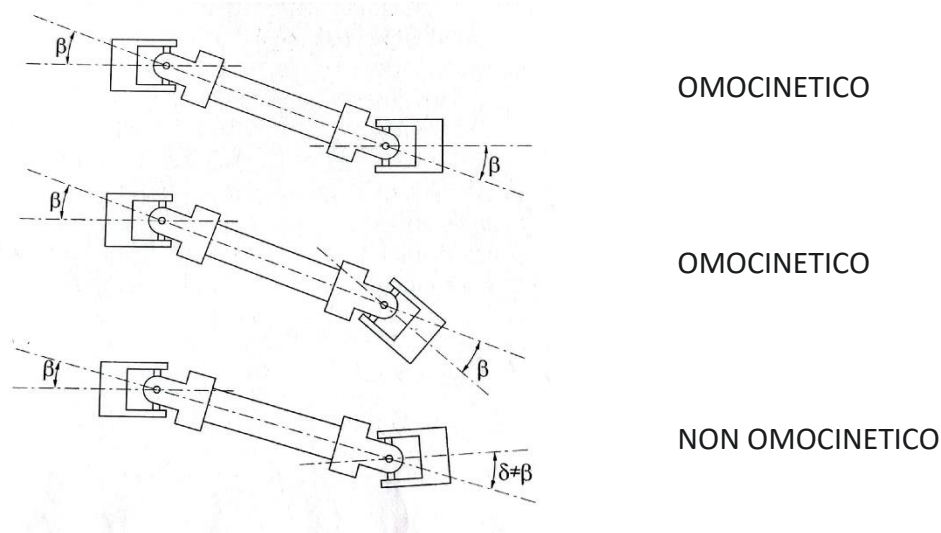


Figura 3-3: Doppio giunto di cardano: omocineticità

In questo caso occorre però prestare attenzione alla posizione che assumono le crociere, poiché se l'angolo formato da esse non è uguale, ad esempio se una ha angolo  $\beta$  e l'altra angolo  $\delta \neq \beta$ , la fluttuazione non viene eliminata e quindi non sussiste l'omocineticità.

## Capitolo quarto

### PROGETTAZIONE DELL'ALBERO

#### 4.1 Calcolo del momento flettente

L'albero scanalato mentre lavora è sottoposto principalmente a momento torcente, ma ha anche una componente di momento flettente dovuta alla propria forza peso. Per sapere quanto vale possiamo ricorrere a dei metodi di analisi che ci indicano il valore della massa a partire da un modello CAD (Fig. 4-1).

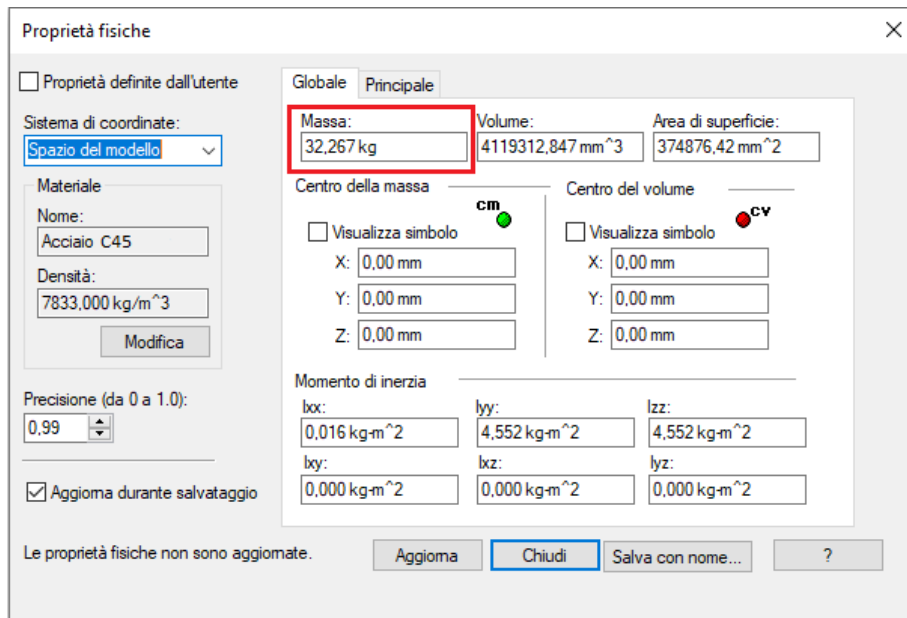


Figura 4-1: proprietà fisiche dell'albero scanalato

Per cui la forza peso è  $P \sim 320 \text{ N}$ .

Ora è possibile andare a calcolare le reazioni vincolari e il momento flettente sull'albero. Di seguito ne viene riportato il grafico (Fig. 4-2):

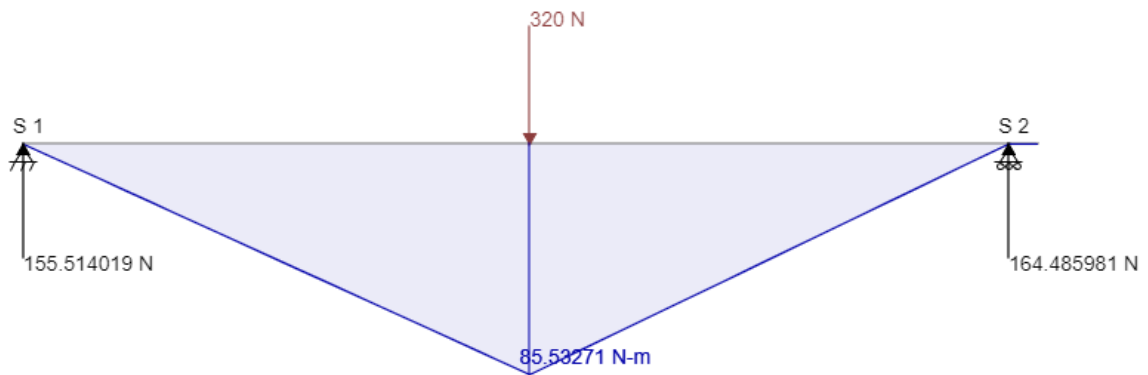


Figura 4-2: Grafico del momento flettente

Quindi le reazioni vincolari sono rispettivamente di 155,5 N e 164,5 N mentre il massimo momento flettente si ha nel punto di applicazione della forza peso ed esso vale  $M_f = 85,5 \text{ Nm}$ . Con questo dato è possibile calcolare la tensione di flessione  $\sigma_f$  con la seguente formula:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi d^3} = 2,5 \text{ MPa}$$

Essendo molto piccola, la  $\sigma_f$  può essere trascurata (perché poco influente) per la seguente verifica della resistenza dell'albero.



## 4.2 Verifica a momento torcente

L'albero quando è in rotazione è sottoposto a momento torcente; per calcolarlo bisogna analizzare la velocità di rotazione. Le specifiche del banco prova affermano che questo dovrà consentire il raggiungimento di una velocità massima di 300 km/h che equivale a 83,3 m/s, questa rappresenta la velocità tangenziale dei rulli. Per trovare la velocità angolare si ricorre alla seguente relazione:

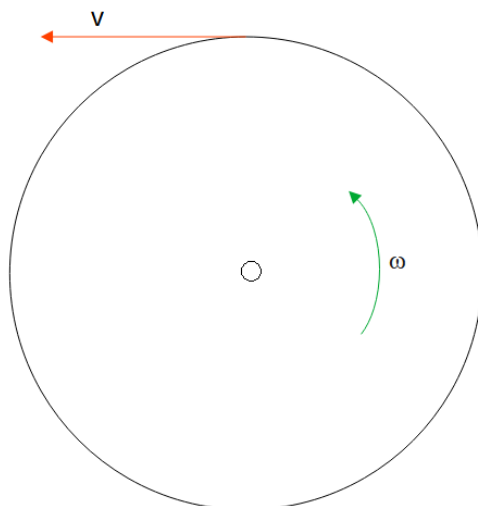
$$\omega = \frac{v}{r}$$

Con:

- $v$  = velocità tangenziale [m/s]
- $r$  = raggio del rullo [m]

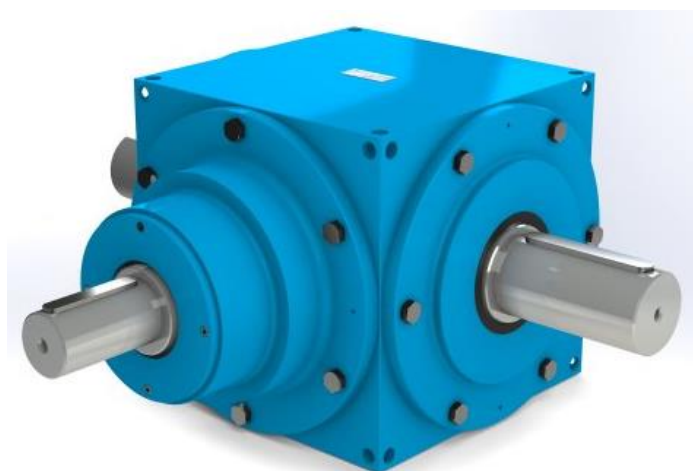
Il rullo ha un diametro  $d = 0,5$  m (raggio  $r = 0,25$  m), quindi la velocità angolare risulta essere  $\omega = 333,3 \frac{rad}{s}$ .

Nella seguente figura è riportato uno schema del rullo con le relative velocità:



*Figura 4-3: Schema del rullo con velocità tangenziale  $v$  e angolare  $\omega$*

Il rinvio angolare che ha il compito di trasmettere il moto dal rullo all'albero di trasmissione (Fig. 4-4), ha un rapporto di trasmissione di 3/1, ciò vuol dire che la velocità angolare di uscita sarà un terzo di quella in ingresso.



*Figura 4-4: Rinvio angolare con rapporto di trasmissione 3/1*

Abbiamo perciò la velocità massima di rotazione dell'albero di trasmissione:

$$\omega = 111,1 \frac{rad}{s}$$

Dalle specifiche inoltre sappiamo che il banco deve trasmettere una potenza

$P = 650 \text{ CV} = 478 \text{ kW}$  quindi utilizzando la formula:

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

otteniamo il momento torcente a cui è soggetto l'albero,  $M_t = 4302,4 \text{ Nm}$ .

Ora è possibile calcolare lo sforzo tangenziale  $\tau$  con la formula introdotta al paragrafo 1.2. Considerando la lunghezza della scanalatura resistente

$l = 30 \text{ mm}$  e ipotizzando un diametro primitivo  $D_p = 70 \text{ mm}$  otteniamo:

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi D_p^2 l} = 149 \text{ MPa}$$

Andiamo poi ad utilizzare il criterio di Von Mises, un criterio di resistenza relativo a materiali duttili, per ricavarci la  $\sigma$  equivalente, che risulta essere:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3} \tau = 258,2 \text{ MPa}.$$

Il materiale di cui è composto l'albero è un acciaio al carbonio C45 bonificato e trafilato a freddo che garantisce una tensione di snervamento  $\sigma_s = 420 \text{ MPa}$ .

Volendo tenere un fattore di sicurezza  $X=1,5$ , la nostra  $\sigma_{amm}$  deve valere:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{X} = 280 \text{ MPa}$$

Possiamo osservare che  $\sigma_{amm} > \sigma_{eq}$ , il che significa che il nostro albero è in grado di resistere al momento torcente a cui è soggetto.

### ***4.3 Verifica statica a flessione del dente***

Andiamo ora a eseguire la verifica statica della sollecitazione a flessione del dente. L'obiettivo della verifica è che sia rispettata la seguente relazione:

$$\sigma_f \leq \sigma_{amm}$$

Alcune considerazioni iniziali:

- Considero il dente come una trave incastrata in relazione alla circonferenza di piede, con il carico posto all'estremità (Fig. 4-5).
- Considero la condizione sfavorevole di solo il 25% dei denti in presa.
- Non considerare la componente assiale,  $F_n$  (Fig. 4-5), che indurrebbe uno stato di compressione

- Considerare la forza tangenziale,  $F_t$  (Fig. 4-5), come unica forza responsabile della flessione del dente.

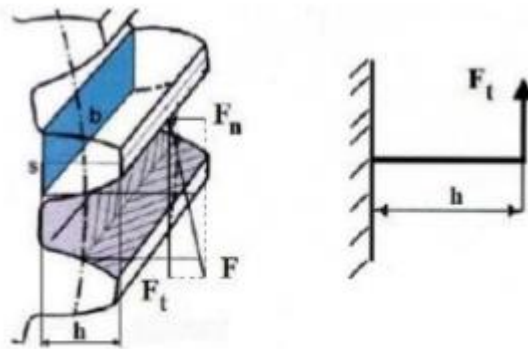


Figura 4-5: schematizzazione delle forze

La sezione del dente non essendo costante, fa sì che il massimo della tensione si abbia in corrispondenza della sezione in cui una parabola, avente come origine il punto H e come asse lo stesso asse del dente, risulti tangente al profilo del dente stesso, Fig. 4-6. La parabola, detta di uniforme resistenza, va quindi a determinare le tensioni massime in corrispondenza dei punti G e D, alla base del dente.

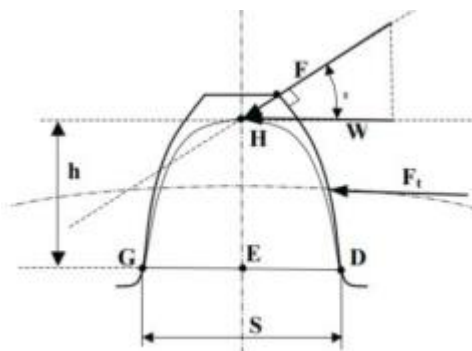


Figura 4-6: Parabola di uniforme resistenza

Ora è possibile andare a calcolare la  $F_t$  su ciascun dente in presa (4 nel nostro caso) come segue:

$$F_t = \frac{M_t}{z_p \cdot R_p} = 30,73 \text{ kN}$$

Con:

- $z_p$  = numero di denti in presa
- $R_p$  = raggio primitivo [m]

Ora è possibile calcolare la tensione a flessione sul dente con la formula:

$$\sigma_f = \frac{F_t}{Y_f \cdot l \cdot m}$$

Con:

- $Y_f$  = fattore di forma
- $l$  = lunghezza della scanalatura [mm]
- $m$  = modulo [mm]

$Y_f$  può essere calcolato come:

$$Y_f = \frac{S^2}{6h \cdot m} = 0,73 \quad (\text{vedi Fig. 4-6})$$

Da cui si ricava  $\sigma_f = 280,6 \text{ MPa}$ , che è circa uguale alla  $\sigma_{amm}$  (280 MPa) calcolata utilizzando un fattore di sicurezza  $X=1,5$ . Questo vuol dire che la resistenza a flessione del dente è verificata.

#### 4.4 Verifica resistenza a vita infinita

Per calcolare la vita a fatica bisogna ricorrere alla curva di Wöhler (Fig 4-7)

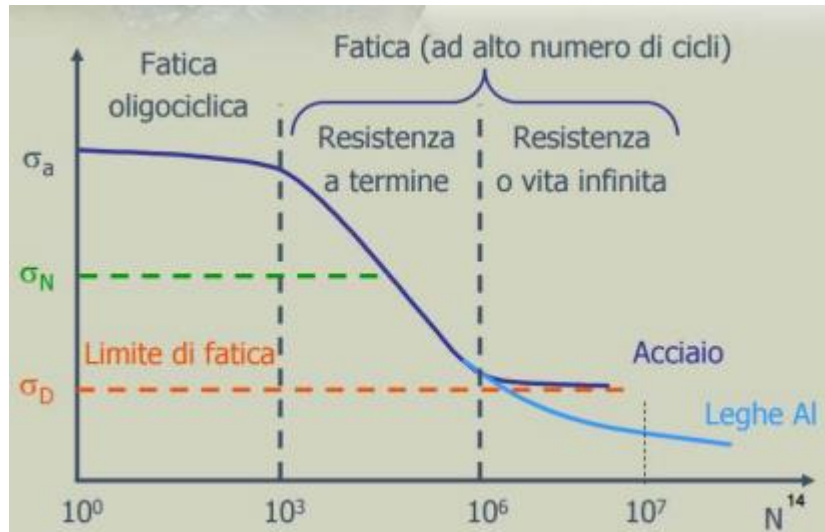


Figura 4-7: Curva di Wöhler

Questa è un grafico che viene ottenuto sperimentalmente e serve per determinare la resistenza del materiale sotto l'azione di carichi di fatica. I provini vengono assoggettati a forze che variano ciclicamente nel tempo tra un valore massimo ed uno minimo prefissati, contando i cicli necessari per arrivare alla rottura. Vengono eseguite numerose prove di questo tipo a diversi valori delle forze applicate, su un elevato numero di provini. Infatti essi, pur essendo uguali ed essendo sottoposti allo stesso carico, non si romperanno tutti al medesimo numero di cicli, ma ci sarà una dispersione dei risultati. Tale dispersione è risultata essere descritta dalla distribuzione Gaussiana. Si riportano poi tutti i valori medi delle varie Gaussiane su un

grafico e la curva che li unisce è la curva di Wöhler al 50% di probabilità di rottura. Questo significa che esiste una probabilità del 50% che i provini, sottoposti ad un ciclo di ampiezza  $\sigma_a$  (tensione alterna uguale a  $\frac{F_{max}-F_{min}}{2A}$ ) si rompano prima di raggiungere il numero di cicli delimitato dalla curva di Wöhler. Nella seguente immagine (Fig. 4-8) è riportata la costruzione della curva:

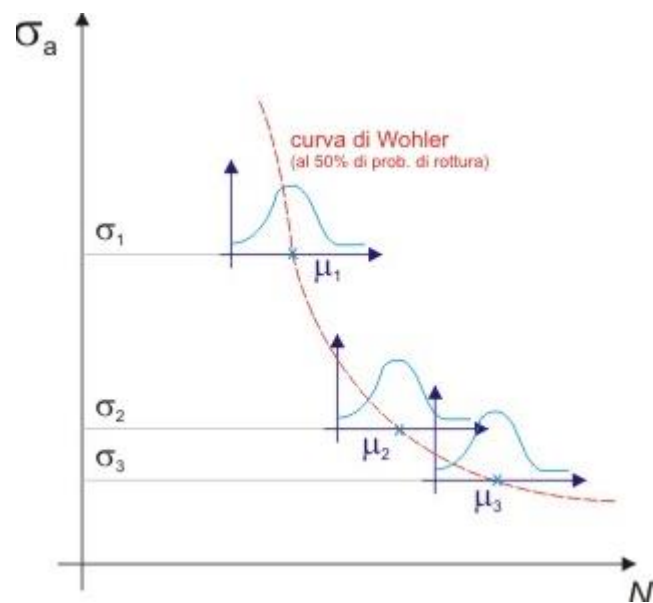


Figura 4-8: Costruzione di una curva di Wöhler

Dai dati che vengono ricavati da questo grafico (che varia in base al materiale) si possono poi utilizzare alcuni modelli per andare a dimensionare i nostri pezzi.



In particolare qui verrà usato il modello di Goodman la cui formula caratteristica è:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = \frac{1}{X}$$

Con:

- $\sigma_a$  = tensione alterna [Pa]
- $\sigma_m$  = tensione media [Pa]
- $\sigma_R$  = tensione di snervamento [Pa]
- $\sigma_N$  = tensione corrispondente al numero di cicli [Pa]
- $X$  = coefficiente di sicurezza

L'albero scanalato che stiamo trattando deve resistere a vita infinita (vedi Fig. 4-7) ciò significa che come  $\sigma_N$  andremo ad utilizzare la tensione limite di fatica  $\sigma_D$  che nel nostro caso vale 270 MPa. La tensione alterna è uguale alla tensione flettente quindi  $\sigma_a = \sigma_f = 2,5$  MPa. La tensione media si può calcolare come:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2}$$

dove, poiché  $\sigma_n=0$  (tensione normale) in quanto l'albero non è soggetto a forze in direzione normale, risulta che:

$$\sigma_m = \sqrt{3} \tau = 258,2 \text{ MPa}$$

La tensione di rottura è  $\sigma_R = 740$  MPa. Infine siccome l'albero è scanalato abbiamo la presenza dell'effetto di intaglio. I solchi fatti sull'albero vanno infatti a provocare, nelle immediate vicinanze, una concentrazione delle tensioni che va inevitabilmente a ridurre la resistenza del materiale. Per tenere

conto di ciò, nella verifica a fatica, la  $\sigma_m$  e la  $\sigma_a$  andranno moltiplicate per dei fattori correttivi K. Nel caso di materiali duttili questi valgono 1 per la  $\sigma_m$  e  $K_e$  per la  $\sigma_a$ . Il fattore effettivo di intaglio  $K_e$  si calcola come:

$$K_e = 1 + q(K_t - 1)$$

Dove q è il fattore di sensibilità all'intaglio (in questo caso  $q = 0,9$ ) e  $K_t$  si può trovare dal seguente grafico:

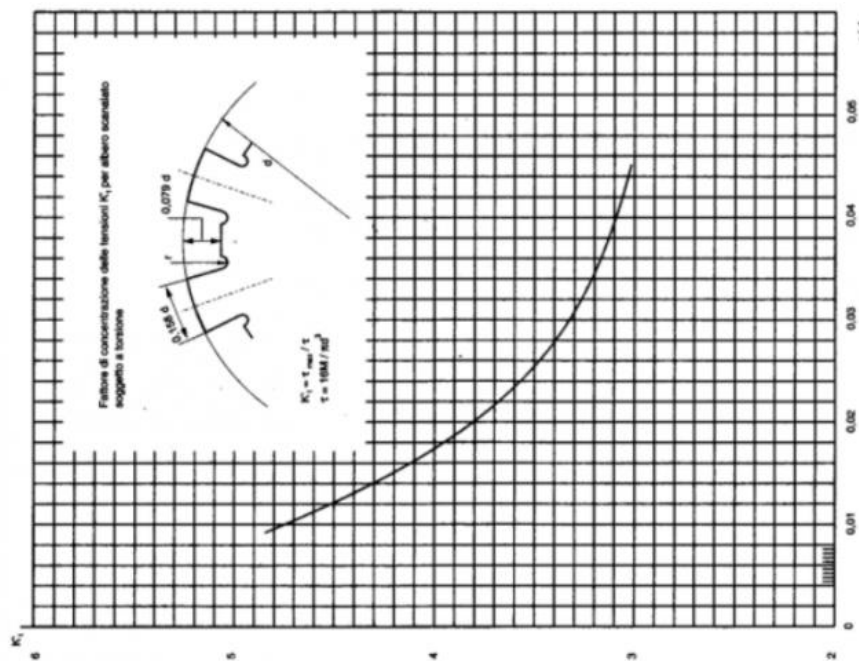


Figura 4-9: Fattore di intaglio teorico per albero scanalato soggetto a torsione

Da cui risulta  $K_t = 3,6$ . Quindi  $K_e = 3,34$ .

Ora andando ad inserire tutti i dati nella formula iniziale è possibile calcolare il coefficiente di sicurezza che risulta essere:

$$X = \left( \frac{K_e \cdot \sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^{-1} = 2,63$$

Tale valore è accettabile, quindi la resistenza dell'albero scanalato a vita infinita è verificata.

#### **4.5 Calcolo del diametro del tubo di scorrimento**

Il tubo di scorrimento sarà soggetto allo stesso momento torcente calcolato precedentemente. Di questo componente conosciamo il diametro interno  $d_i = 80$  mm e dobbiamo quindi calcolare il diametro esterno  $d_e$ . Per farlo bisogna calcolare prima il modulo di resistenza a torsione con la formula:

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Dove  $d$  è il diametro che deve avere il nostro albero per resistere. Andiamo a inserire il  $W_t$  nella formula della tensione tangenziale  $\tau$ :

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{21.911,943 \text{ [N]}}{d^3}$$

Da Von Mises la tensione equivalente  $\sigma_{eq}$  vale:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3} \tau = \frac{37.952,599 \text{ [N]}}{d^3}$$

Ora la tensione ammissibile per il materiale (acciaio strutturale S235JR) è:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{X} = \frac{235}{1,5} = 235 \text{ MPa}$$

Quindi ora è possibile trovare il diametro minimo considerando la  $\sigma_{amm} = \sigma_{eq}$ , da cui si ricava:

$$d = \sqrt[3]{\frac{37.952,599}{\sigma_{eq}}} = 54,5 \text{ mm}$$

Per cui  $W_t = 31784 \text{ mm}^3$ . Lo stesso modulo deve risultare dal calcolo per una sezione cava:

$$W_t = \frac{\pi \cdot (d_e^3 - d_i^3)}{16}$$

Da cui si ricava  $d_e = 87,67 \text{ mm}$ .

La dimensione dei tubi commercializzati più vicina a quella di cui necessitiamo è di 88,9 mm, quindi questo sarà il diametro esterno del tubo di scorrimento.

## CONCLUSIONE

Questa tesi ha affrontato in dettaglio la progettazione di un albero di trasmissione cardanico con un profilo scanalato, concentrandosi sulla valutazione della sua resistenza ai carichi operativi e alla fatica. Attraverso l'analisi approfondita dei calcoli, è emerso che l'albero progettato è in grado di sopportare con successo i carichi previsti durante il funzionamento. Questo risultato è stato raggiunto grazie a un'attenta considerazione dei fattori di progettazione, inclusi i materiali utilizzati, le dimensioni dei componenti e le tolleranze.

Tuttavia, è importante sottolineare che prima della sua effettiva produzione potrebbero essere necessarie ulteriori ottimizzazioni o considerazioni dettagliate. Pertanto, questo studio dovrà essere ulteriormente esteso per includere fattori come la temperatura operativa, l'effetto della lubrificazione ecc., oltre che a una più approfondita analisi FEM.

In definitiva, questo lavoro fornisce una base solida per ulteriori sviluppi e miglioramenti futuri per questo componente.

## **Bibliografia**

Callegari M., Fanghella P., Pellicano F., **Meccanica applicata alle macchine**, UTET Università, 2017, 2 ed.

Carfagni M., Governi L., Furferi R., Volpe Y., **Esercizi di disegno meccanico**, Zanichelli, 2015, 1 ed.

Chirone E., Tornincasa S., **Disegno tecnico industriale vol. 2**, Il Capitello, 2020

Cuffaro V., Curà F., Mura A., **Analisi teorica e sperimentale del danno da fretting in accoppiamenti scanalati**, Associazione italiana per l'analisi delle sollecitazioni 2013-2015

Joseph E. Shigley, Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, **Progetto e costruzione di macchine**, McGraw-Hill Education, 2009, 2 ed.,  
D. Amodio (traduttore), G. Santucci (traduttore)

Normativa UNI ISO 286/1:2010, **Principi fondamentali per tolleranze, scostamenti ed accoppiamenti**, 2010

Normativa UNI ISO 2768:1991, **Tolleranze generali. Tolleranze per dimensioni lineari ed angolari prive di indicazioni di tolleranze specifiche**, 1991

## Indice delle figure

- Figura i-3: Insieme dell'albero di trasmissione cardanico
- Figura i-4: Collocazione dell'albero cardanico sul banco
- Figura 1-1: Profilo scanalato cilindrico con fianchi paralleli
- Figura 1-2: Profilo scanalato cilindrico con fianchi a evolvente
- Figura 1-3: Profilo a fianchi paralleli con centraggio interno
- Figura 1-4: Profilo a fianchi paralleli con centraggio esterno
- Figura 1-5: Profilo a fianchi paralleli con centraggio sui fianchi
- Figura 1-6: Profilo con fianchi a evolvente con centraggio sui fianchi
- Figura 1-7: Spiegazione grafica del fretting
- Figura 1-8: Disallineamento angolare
- Figura 1-9: Schema delle forze agenti sul profilo scanalato
- Figura 2-1: Terminologia delle tolleranze
- Figura 2-2: Tipologie di accoppiamento
- Figura 2-3: Sistemi di accoppiamento foro-base
- Figura 2-4: Sistemi di accoppiamento albero-base
- Figura 2-5: Posizioni di tolleranza di foro e albero
- Figura 2-6: Sezione dell'albero di trasmissione
- Figure 2-7: Interasse banco a rulli
- Figura 3-1: Schema del giunto di Cardano
- Figura 3-2: Rapporto di trasmissione del giunto di Cardano
- Figura 3-3: Doppio giunto di cardano: omocineticità
- Figura 4-1: proprietà fisiche dell'albero scanalato
- Figura 4-2: Grafico del momento flettente
- Figura 4-3: Schema del rullo con velocità tangenziale  $v$  e angolare  $\omega$
- Figura 4-4: Rinvio angolare con rapporto di trasmissione 3/1
- Figura 4-5: schematizzazione delle forze
- Figura 4-6: Parabola di uniforme resistenza
- Figura 4-7: Curva di Wöhler
- Figura 4-8: Costruzione di una curva di Wöhler
- Figura 4-9: Fattore di intaglio teorico per albero scanalato soggetto a torsione

## **Indice delle tabelle**

Tabella 2-1: Accoppiamenti consigliati foro-base

Tabella 2-2: Accoppiamenti consigliati albero-base

Tabella 2-3: Valore numerico del grado di tolleranza normalizzato IT.

Tabella 2-4: Scostamenti limite ammessi per dimensioni lineari, esclusi smussi e raccordi