

Università di Pisa

Corso di laurea specialistica in Ingegneria Aerospaziale



TESI DI LAUREA SPECIALISTICA

*Studio e realizzazione di un sistema sperimentale per  
ingranaggi a vite senza fine e ruota elicoidale*

*RELATORI:*

*Prof. Enrico Manfredi*

*Ing. Michele Amorena*

*CANDIDATO*

*Alessandro Burchianti*

ANNO ACCADEMICO 2007-2008

## Indice generale

Capitolo 1: Introduzione.....	5
1.1 Richiami di meccanica.....	6
1.1.1 Rendimento.....	6
1.2 Sistemi per la trasmissione di potenza.....	8
1.2.1 Generalità sulla trasmissione del moto.....	8
1.2.2 Trasmissione con ruote dentate.....	9
1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota.....	11
1.3.1 Generalità.....	11
1.3.2 Tipologie di accoppiamento tra ruota e vite.....	13
1.3.3 Profilo del dente.....	18
1.3.4 Modi di taglio della ruota.....	20
1.4 Tipologie di danneggiamento e problematiche.....	22
1.4.1 Temperatura di esercizio.....	22
1.4.2 Inflessione dell'albero a vite.....	23
1.4.3 Usura abrasiva.....	23
1.4.4 Fatica superficiale.....	24
1.4.5 Usura adesiva.....	25
1.5 Lubrificazione e rodaggio.....	25
1.6 Registrazione del contatto nell'ingranaggio.....	26
1.7 Sistemi di prova.....	28
Capitolo 2: Il banco prova Worm Rig del DIMNP.....	30
2.1 Descrizione della macchina.....	31
2.1.1 Generalità.....	31
2.1.2 Cinematica e ricircolo di potenza.....	33
2.1.3 Circolazione di potenza.....	35
2.2 Sezione di prova.....	37
2.2.1 Generalità.....	37
2.2.2 Posizionamento dei campioni di prova.....	38
2.2.3 Impianto idraulico.....	38
2.2.4 Impianto elettrico.....	40
2.2.5 Strumentazione.....	40
Capitolo 3: Messa in opera e sicurezza.....	42
3.1 Stato iniziale della macchina.....	43
3.2 Analisi dei rischi.....	47
3.2.1 Rischio meccanico.....	47
3.2.2 Rischio termico-chimico.....	48
3.2.3 Rischio elettrico.....	49
3.2.4 Rischio d'incendio.....	49
3.2.5 Tabella dei rischi.....	49

<i>Capitolo 4: Interventi sul banco prova</i> .....	51
4.1 Introduzione.....	52
4.2 Impianto elettrico.....	52
4.2.1 Descrizione.....	52
4.2.2 Implementazione delle logiche .....	53
4.2.3 Apparati e sistemi controllati.....	55
4.2.4 Pompe olio.....	56
4.2.5 Resistenza riscaldamento olio e elettrovalvola di raffreddamento.....	56
4.2.6 Motore anello cinematico.....	56
4.2.7 Diagrammi di stato.....	58
4.3 Gabbia di protezione.....	59
4.4 Interventi sulla strumentazione.....	62
4.4.1 Controllore di temperatura.....	62
4.4.2 Taratura del ponte estensimetrico sull'albero lento.....	62
<i>Capitolo 5: Geometria e cinematica dei campioni di prova</i> .....	69
5.1 Introduzione .....	70
5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova.....	71
5.2.1 Rilievo e modellazione tridimensionale.....	71
5.2.2 Modellazione della vite sul software CATIA V5.....	72
5.2.3 Modellazione della ruota.....	75
5.2.4 Progettazione parametrica.....	81
5.2.5 Analisi dei risultati.....	82
5.3 Tabella riassuntiva dei dati dell'ingranaggio.....	85
5.4 Simulazione cinematica del contatto.....	86
5.4.1 Strumenti di simulazione cinematica.....	86
5.4.2 Banco virtuale.....	87
<i>Capitolo 6: Sezione di prova e posizionamento dei campioni</i> .....	89
6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni.....	90
6.1.1 Distanza dell'asse ruota dalla superficie di riscontro della carcassa.....	92
6.1.2 Distanza dell'asse vite dalla superficie di riscontro del cappello.....	100
6.2 Sistema di posizionamento e misura degli spessori.....	100
6.2.1 Conclusioni.....	102
<i>Capitolo 7: Breve guida all'uso e all'intervento sul banco</i> .....	104
7.1 Introduzione.....	105
7.2 Intervenire sull'impianto elettrico.....	105
7.3 Intervenire sull'impianto idraulico.....	106
7.4 Tensionamento della cinghia di trasmissione.....	106
7.5 Accensione e riscaldamento olio.....	107
7.6 Impostazione portata dell'olio.....	108
7.7 Avviamento motore principale.....	108

<i>Capitolo 8: Conclusioni e sviluppi futuri</i> .....	110
8.1 Conclusioni.....	111
8.2 Miglioramenti strumentazione.....	111
8.3 Interventi sulla sezione di prova.....	111
8.4 Potenziamento della capacità di prova.....	112
8.5 Termodinamica della macchina.....	112
8.6 Sistema di sustentazione idrostatica.....	115
<i>Ringraziamenti</i> .....	117
<i>Postfazione</i> .....	120

# *Capitolo 1: Introduzione*

## 1.1 Richiami di meccanica

### 1.1.1 Rendimento

Si definisce di norma **macchina** qualsiasi apparato capace di trasformare energia meccanica in altre forme di energia utile, oppure ancora in energia meccanica ma con diverso valore delle caratteristiche del moto come coppia e velocità di rotazione oppure forza e spostamento (cambio di velocità delle automobili, martinetto idraulico, ecc.). In genere invece si parla di **motore** quando si tratta di trasformare energia chimica, elettrica o termica in energia meccanica. Per qualsiasi macchina funzionante sia in *regime assoluto* (in cui cioè sia costante la quantità di energia meccanica interna ad essa, valutata a qualsiasi tempo) ma anche in *regime periodico* (energia meccanica costante se valutata in certi istanti del moto uniformemente spaziatati sull'asse dei tempi) è definibile una grandezza adimensionale detta **rendimento**, come rapporto tra l'energia uscente dalla macchina sotto forma di lavoro utile e quella entrante come lavoro motore.

$$\eta = \frac{L_r}{L_m} \quad \text{Rendimento di un meccanismo}$$

Analogamente definiamo anche la **perdita di rendimento**, utile quando abbiamo a che fare con macchine caratterizzate da rendimento molto elevato.

$$1 - \eta = \frac{L_p}{L_m} \quad \text{Perdita di rendimento}$$

Il rendimento sopra definito è valido quando per la macchina si considera il moto diretto, cioè quello in cui le azioni motrici compiono lavoro positivo e le forze resistenti lavoro negativo. E' interessante andare a vedere cosa succede se nel meccanismo si ha inversione di funzionamento, cioè se le forze resistenti diventano forze attive e le forze motrici diventano nulle (caso limite in cui venga spento il motore ed esso non offra in regresso nessun tipo di resistenza) Ragionando analogamente che nel moto diretto abbiamo:

$$\eta' = \frac{L'_r}{L_r} \quad , \quad 1 - \eta' = \frac{L'_p}{L_m} \quad \text{Relazioni per moto retrogrado}$$

Dove abbiamo indicato con  $L'_p$  il lavoro perduto per attrito nel moto retrogrado. Passando per la perdita di rendimento e posto  $k$  pari a  $L'_p/L_p$  otteniamo la seguente espressione:

$$\eta' = \frac{\eta \cdot (1 + k) - k}{\eta} \quad \text{Rendimento nel moto retrogrado}$$

E infine osservando che di norma il lavoro perduto nel moto retrogrado non è molto dissimile da quello perduto nel moto diretto, e che di conseguenza  $k$  è poco discosto dall'unità si vede come per macchine in cui il rendimento nel moto diretto sia inferiore a 0.5 sono irreversibili per quanto riguarda il moto retrogrado. Se il motore si spegne non c'è modo di muovere l'apparato dall'uscita del meccanismo stesso Parametro di progetto fondamentale tramite il rendimento è possibile determinare la quota di energia perduta nell'apparato in questione, e quindi tutta la parte di progetto termodinamico.

## *1.2 Sistemi per la trasmissione di potenza*

### *1.2.1 Generalità sulla trasmissione del moto*

Esistono vari sistemi per la trasmissione del moto in modo continuo, con possibilità di avere rapporto di trasmissione diverso dall'unità. Tra queste si possono annoverare:

➤ Trasmissioni con ruote di frizione, trasmettono il moto in virtù dell'attrito radente che si sviluppa nel contatto. Necessitano ovviamente di precarico, proporzionale al momento da trasmettere a parità di altri fattori. Possono essere applicate in variatori continui di velocità non avendo elementi che si impegnano reciprocamente gli uni sugli altri.

➤ Trasmissioni con cinghie flessibili, suddivisibili ulteriormente in cinghie sincrone, con denti, e cinghie asincrone, lisce. Nel primo caso la trasmissione delle forze/coppie è affidata ad azioni che si sviluppano normalmente al dente, nel secondo caso si ha invece la trasmissione del moto per attrito. (per esempio nelle cinghie trapezoidali)

➤ Trasmissioni con catene: il meccanismo di trasmissione del moto è affidato allo sviluppo di forze normali sugli elementi che compongono la catena, e che si impegnano in opportuni vani presenti nella ruota e nel pignone.

➤ Trasmissioni idrauliche: convertitori di coppia e giunti idraulici. Caratterizzate da grande dolcezza di funzionamento sono utilizzate dove non si vogliono trasmettere vibrazioni torsionali oppure dove si voglia realizzare disaccoppiamento meccanico tra vari organi di una trasmissione. (ruspe, pale meccaniche, mezzi d'opera in generale). Esempio classico in campo automobilistico è il giunto utilizzato dalla trasmissione Hydra-Matic, introdotta dalla General Motors alla fine degli anni 30.

➤ Trasmissioni con ruote dentate: Una galassia di tipologie di trasmissione per questa

categoria. Le analizzeremo di seguito.

➤ Trasmissioni non convenzionali: Non classificabili tra le precedenti possiamo ricordare, solo a titolo di esempio, l'Harmonic Drive, che utilizza una corona dentata flessibile esterna che si impegna in una corona a dentatura interna, oppure la IVT, Infinite Variation Transmission, che fa uso di rulli impegnati in una doppia cava toroidale (detta per questo anche Torotrax)

### 1.2.2 Trasmissione con ruote dentate

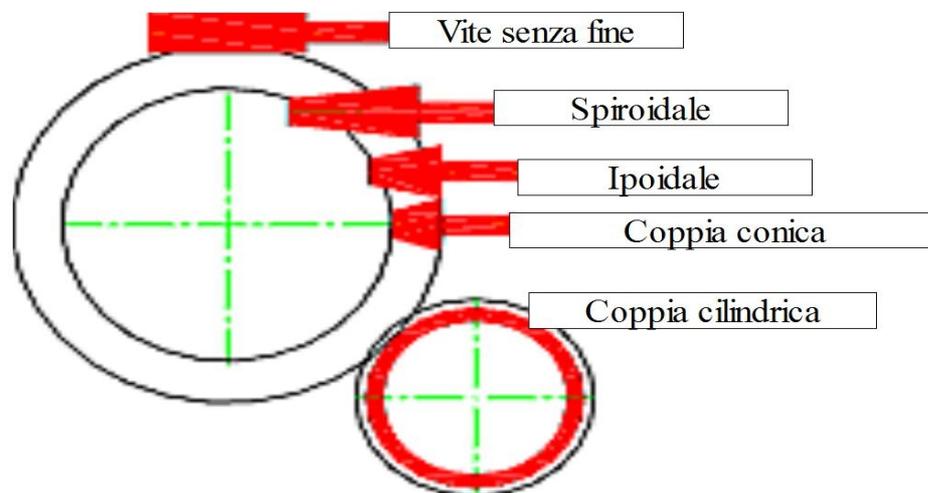
Dovendosi trasmettere il moto rotatorio si ricorre spesso a ruote dentate. L'insieme di ruota motrice e ruota condotta prende il nome di *ingranaggio*. Esistono varie tipologie di ruote dentate, tra cui principalmente possiamo menzionare:

- ruote dentate cilindriche, adatte alla trasmissione del moto tra assi sia paralleli che sghembi, superfici primitive cilindriche;
- ruote dentate coniche, ad assi incidenti, caratterizzate da primitive del moto coniche con vertice coincidente;
- ruote ipoidali, in cui le superfici primitive possono essere superfici rigate assoidi, ma di norma abbiamo una delle due conica e l'altra assoide. Questo ingranaggio è tipico in campo automobilistico sull'accoppiamento tra l'albero di trasmissione e la corona del differenziale, nella tipologia rocchetto conico-ruota ipoidale, su quelle auto che hanno il motore longitudinale.
- ruota elicoidale e vite senza fine: caso particolare di ruote dentate cilindriche disposte con assi che hanno proiezioni ortogonali sul piano che ha per normale il segmento biperpendicolare agli assi ruota-vite.

I primi due tipi di ruote dentate, se usate su assi paralleli o incidenti sono caratterizzate

## 1.2 Sistemi per la trasmissione di potenza

dall'aver rotolamento puro tra le superfici primitive del moto. **Il rapporto di trasmissione che esse realizzano è infatti pari al rapporto tra i diametri primitivi delle ruote** per la ruote cilindriche oppure **dal rapporto tra le tangenti degli angoli di semi apertura dei coni primitivi** per quanto riguarda le ruote coniche. Non esiste strisciamento delle superfici primitive, e dal punto di vista cinematico sono perfettamente sostituibili con ruote di frizione lisce aventi le medesime superfici primitive di rotolamento. Ben diversa situazione abbiamo nei secondi due tipi di ruote, in cui abbiamo di norma anche importanti componenti di strisciamento tra le superfici primitive. Nel caso particolare di nostro interesse di ingranaggio a ruota elicoidale e vite senza fine addirittura non vi potrebbe essere trasmissione di moto per strisciamento, perché le velocità del punto di contatto tra le superfici primitive sono ortogonali tra loro. L'immagine sotto aiuta a fare un po' di chiarezza in questo vasto panorama.



*Figura 1: Vari tipi di ingranaggi*

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

#### 1.3.1 Generalità

Le trasmissioni a ruota elicoidale e vite senza fine trovano larga applicazione nel mondo della meccanica moderna. Si richiedono a tali apparati i più disparati tipi di prestazioni, spesso agli antipodi tra loro. Basti pensare che si può volere da essi grande rendimento, quando siano usati come moltiplicatori di giri (esempio tipico nei mulinelli delle canne da pesca), o addirittura irreversibilità del moto, ad esempio in apparati di sollevamento, meccanismi di posizionamento per macchine utensili, ecc. Applicazione tipica in campo automobilistico è il differenziale Torsen, Si tratta di tipo di differenziale in cui la risposta in coppia di bloccaggio alla differenza di giri dei due alberi in uscita è più forte rispetto a soluzioni facenti uso di satelliti e planetari. Questa caratteristica è dovuta al rendimento più basso degli ingranaggi a vite senza fine e ruota elicoidale rispetto agli ingranaggi conici a denti dritti di cui fa uso la soluzione a satelliti e planetari.

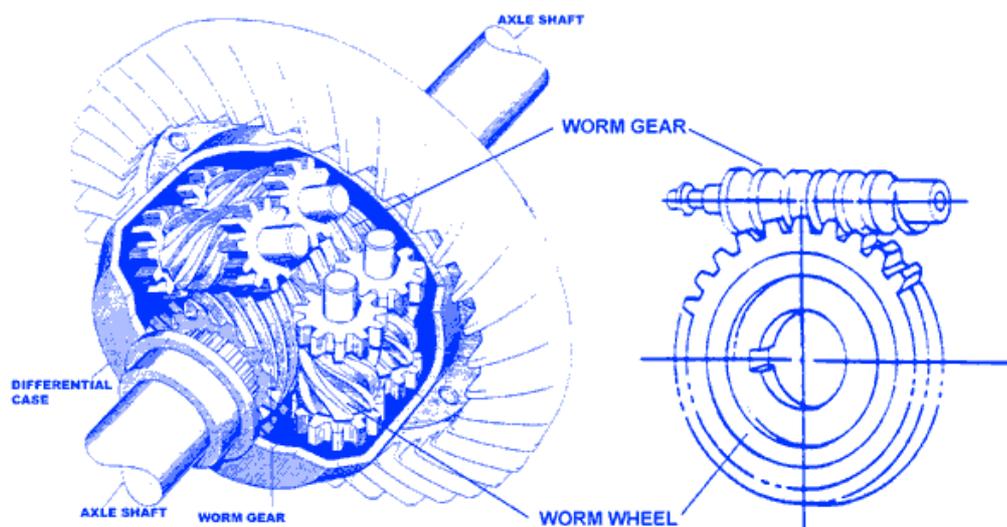


Figura 2: differenziale Torsen

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

Gli ingranaggi a vite senza fine e ruota coprono una gamma di rapporti di trasmissione di norma abbastanza elevata, potendosi usare sia come moltiplicatori del numero di giri che riduttori. Nel primo caso si hanno rapporti di trasmissione compresi tipicamente tra 5 e 70, mentre nel secondo caso ci si muove nel campo 5-15. Non mancano applicazioni con riduttori monostadio caratterizzati da rapporti di trasmissione oltre 200. Caratteristiche peculiari di siffatti meccanismi sono:

- grande silenziosità di funzionamento, dovuta ad una entrata in presa del dente della vite dolce e graduale;
- pochi elementi costruttivi a parità di rapporto di trasmissione rispetto a una soluzione con ingranaggi cilindrici;
- assi del moto sghembi, ma disposti in proiezione ortogonali tra loro, posizione spesso desiderabile per la compattezza dei complessivi che ne risulta;
- comando delle viti possibile da entrambe le estremità, possibilità di utilizzare un singolo albero come sorgente di moto per più apparecchiature.

Caratteristiche tipiche non sempre desiderabili sono invece le seguenti

- forte componente di strisciamento nell'ingranamento, in ispecie per alti rapporti di trasmissione in riduzione, quindi dispersione di potenza: questa caratteristica può indifferentemente essere considerata un pregio oppure un difetto a seconda dell'applicazione. Spesso infatti si richiede l'irreversibilità del moto (macchine di sollevamento, morse, movimentazioni banchi per macchine utensili), in tal caso la cosa è desiderabile;
- laddove si voglia contenere l'attrito e l'usura necessità di utilizzare bronzo per la ruota, di norma materiale molto costoso
- contatto tra vite e ruota di norma critico (puntiforme nel caso di vite e ruota cilindriche).

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

Necessità di un buon rodaggio prima di spingere al massimo le capacità del meccanismo, e necessità di accoppiamenti e posizionamenti reciproci rigidi e precisi, pena una forte penalizzazione sulle prestazioni.

Analizzeremo le varie tipologie di riduttori create all'interno di questo paradigma, mettendone in luce le principali caratteristiche.

#### 1.3.2 Tipologie di accoppiamento tra ruota e vite

L'idea che sta alla base di questo tipo di trasmissione è quella di simulare l'avanzamento della dentiera con la rotazione della vite. Per rendersi conto di ciò è sufficiente osservare la vite in una sua sezione fatta con un piano contenente l'asse del moto. Se facciamo ruotare il piano otteniamo una stessa forma di sezione traslata nello spazio di una quantità proporzionale all'angolo. La figura di sotto aiuta a chiarire questo concetto.

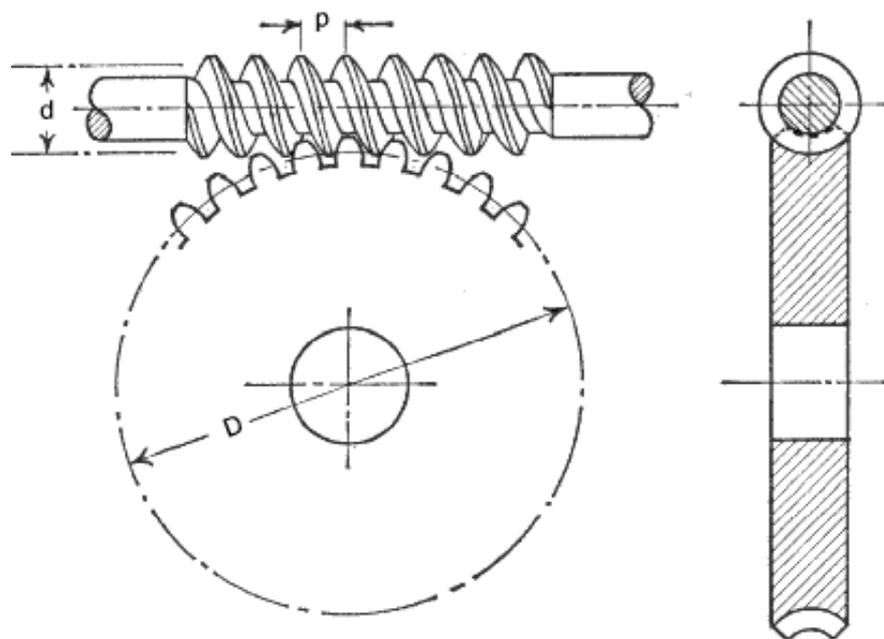


Figura 3: ingranamento di un riduttore a vite senza fine

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

Si può notare che per ogni giro della vite la ruota avanza di un numero di denti pari a:

$$\theta = \frac{p \cdot i}{r} \quad \text{Angolo di avanzamento}$$

ed il rapporto di trasmissione tra le due ruote risulta dunque essere:

$$\tau = \frac{i}{z} \quad \text{Rapporto di trasmissione}$$

dove con  $i$  si è indicato il numero dei principi della vite, e con  $z$  il numero di denti della ruota. Da qui ci si rende agevolmente conto del perché questi meccanismi realizzino rapporti di trasmissione molto forti in riduzione: il numero di principi della vite può essere agevolmente portato al valore unitario, senza alterare le caratteristiche del contatto, in questo caso il rapporto di trasmissione diventa semplicemente pari all'inverso del numero dei denti della ruota.

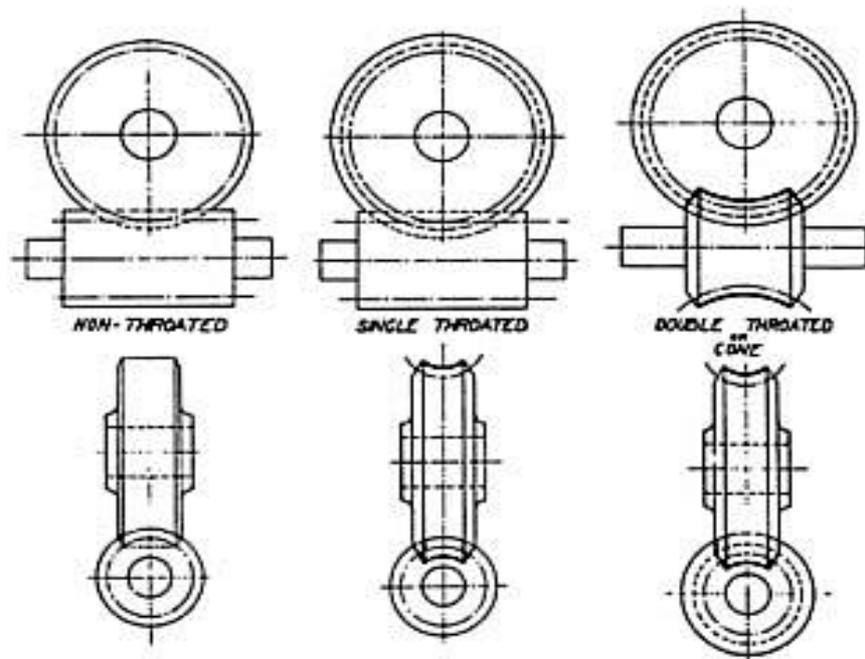


Figura 4: tre modi di taglio per questo tipo di ingranaggi: vite e ruota cilindriche, ruota involupata e vite cilindrica, ruota involupata e vite globoidale

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

Partiamo con lo studiare una sezione che si trovi su un piano comprendente l'asse della vite e ortogonale all'asse della ruota. E' facile convincersi che il contatto è in tutto e per tutto analogo a quello che si ha tra una ruota dentata cilindrica e una dentiera. Nel caso che la vite sia tagliata in modo che la sua sezione longitudinale (con un piano comprendente l'asse vite) sia uguale a quella di una dentiera a fianchi dritti i profili della ruota sono ad evolvente, gli angoli di pressione, arco dei contatti ecc sono esattamente gli stessi di una ruota elicoidale ingranante con una dentiera. Il contatto però è in questo caso molto più critico perché, (a prescindere dallo strisciamento) qui avviene in una areola nell'intorno di un punto. Le ruote cilindriche hanno un contatto analogo nelle loro sezioni, ma essendo queste 'estruse' per una certa lunghezza il contatto si protrae su un segmento di ampiezza pari alla lunghezza del dente. In questo caso invece, al di fuori del piano mediano i due elementi si distaccano. Varie migliorie sono state messe a punto nel corso del tempo per ovviare a questo problema e migliorare le cose. Si può realizzare un involuppo sulla ruota, tagliandola con un creatore che riproduce la forma della vite. Si può tagliare la vite con un tagliente che invece di traslare ruoti attorno all'asse attorno al quale verrà poi montata la ruota.

Nei tre casi si hanno le realizzazioni mostrate nella figura soprastante. Il primo (e più semplice) ha ruota cilindrica (del tutto analoga ad una comune ruota ad evolvente) e vite cilindrica, cioè costituita da un profilo di dentiera avvolto su un cilindro seguendo un'elica di passo pari al passo della dentiera stessa (vite a un principio) o multiplo di esso (vite a più principi). Caratteristica di questo ingranamento è la bassa capacità di carico a causa del contatto puntiforme tra superfici con curvature diverse. L'area interessata alla sustentazione del carico rimane limitata e le pressioni elevate. Con il rodaggio, le cose migliorano, visto che l'usura fa adattare la vite sulla ruota allargando l'area di contatto.

Volendo aumentare il carico sono state seguite diverse strade. La prima in ordine di incremento di capacità di carico a parità di altri fattori è quella di costruire la ruota con un

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

creatore nominalmente uguale alla vite che poi andrà a lavorare su di esso. In questo caso il contatto si estende nominalmente su una linea che interessa la larghezza del dente della ruota, e di conseguenza la capacità di carico cresce. Per convincersi di questo basta pensare al fatto che la dentiera simula l'avanzamento della vite, e che ogni sezione della vite, fatta con dei piani paralleli al piano mediano del contatto, contenente il segmento biperpendicolare e l'asse vite inviluppa una sezione di ruota che rimane ad essa coniugata.(figura 31) Una tale geometria tollera però molto male anche piccoli errori di montaggio, poiché essendo i profili nominalmente in contatto lungo una linea esiste una ed una sola posizione di funzionamento corretto. E' sufficiente un piccolo errore di perpendicolarità tra gli assi o di traslazione della vite in direzione parallela all'asse della ruota per far andare il contatto sul bordo del dente, con le conseguenze facilmente immaginabili. Per questo motivo il taglio della ruota non viene mai effettuato con un creatore esattamente uguale alla vite, bensì (di norma) con uno di diametro (leggermente) maggiore, di modo che, nonostante nominalmente<sup>1</sup> si abbia ancora un contatto puntiforme tra i membri dell'ingranaggio questo avviene tra superfici con curvatura molto simile, e quindi la piccola quantità di materiale asportata durante il rodaggio e in parte le deformazioni elastiche che si instaureranno daranno luogo ad un'area di contatto reale molto più estesa di quella del caso descritto in precedenza, ottenendo quell'aumento di capacità di carico che si andavamo cercando. Errori sul posizionamento della vite provocano (quando sono piccoli) spostamento del punto di contatto, ma senza inficiare in maniera grave le capacità di carico. E' ovvio che andando a tagliare la ruota con un creatore con diametro sempre più vicino a quello della vite con la quale poi lavorerà si migliorano le capacità di carico, ma si aumenta sempre di più la sensibilità agli errori di posizionamento. Si vedranno in seguito un po' più nel dettaglio i metodi di taglio della ruota utilizzati dall'industria moderna.

---

<sup>1</sup> Si intende con *nominalmente* il contatto che si avrebbe se vite e ruota fossero perfettamente rigidi e montati su supporti altrettanto rigidi e in posizione nominale.

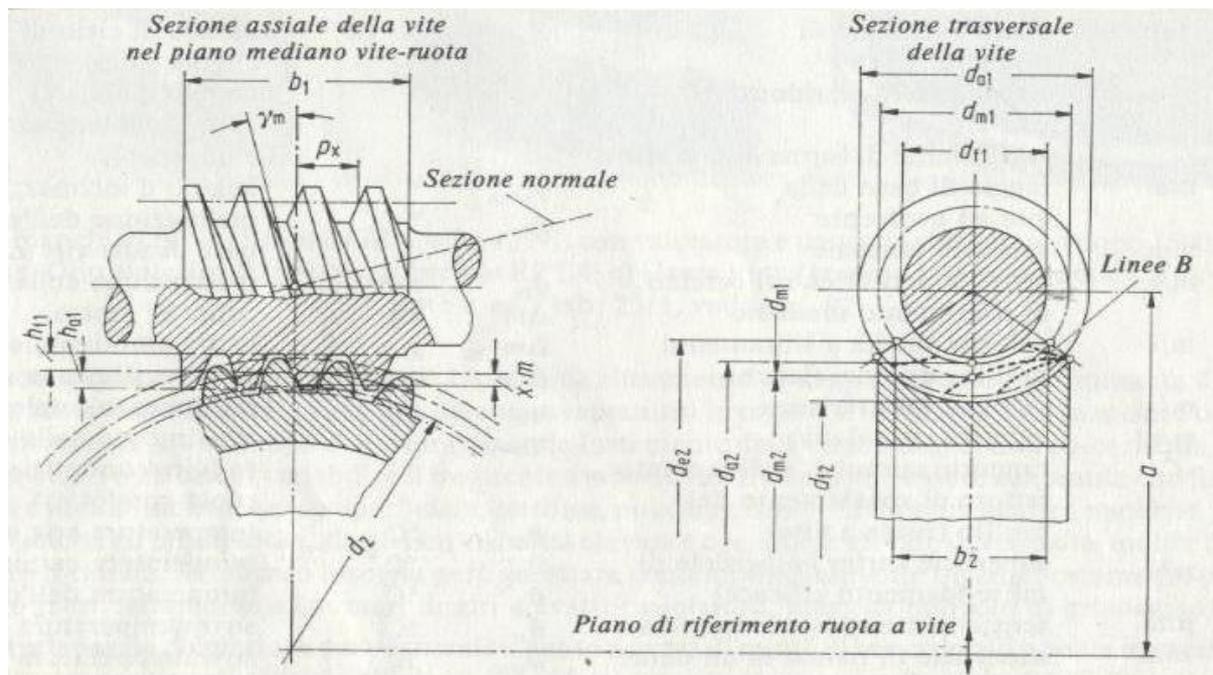


Figura 5: Contatto tra vite cilindrica e ruota involupata

Passo ancora ulteriore nell'ottica di aumentare le capacità di carico di questo tipo di ingranaggio è quello di realizzare la vite tagliandola con uno strumento a moto di alimentazione non rettilineo bensì rotatorio, e con l'asse di rotazione coincidente con quello che poi sarà l'asse della ruota. Questo tipo di vite prende il nome di *vite globoidale* e, pur con qualche variazione sul tema, ha caratterizzato il paradigma realizzativo degli sterzi automobilistici fin quasi all'alba degli anni '80, quando son stati pressochè tutti rimpiazzati da realizzazioni a cremagliera.



*Foto 6: sterzo automobilistico a vite globoidale e rullo*

La foto sopra mostra un cinematismo a vite globoidale, anche se la ruota è sostituita da un rullo. Nulla cambia però dal punto di vista cinematico. In definitiva si può osservare che passando dall'accoppiamento vite cilindrica- ruota cilindrica a quello con la ruota involupata, e ancora alla vite globoidale aumentano notevolmente le capacità di carico, e di pari passo la sensibilità agli errori di posizionamento. Da ora in poi se non quando diversamente specificato ci riferiremo a ingranaggi con vite cilindrica e ruota involupata

#### *1.3.3 Profilo del dente*

Ulteriore classificazione degli ingranaggi a vite senza fine e ruota elicoidale è quella fatta in base al profilo del dente. Vedremo in questo paragrafo le varie tipologie di dente che si possono incontrare nel panorama delle viti senza fine esistenti. Il profilo del dente si distingue in base al

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

modo in cui viene tagliato sulla vite. Si distinguono le seguenti tipologie a seconda della forma dei fianchi (che dipende dal processo di fabbricazione):

➤ vite ZA : La sezione della vite risulta essere una dentiera a fianchi rettilinei in una sezione fatta con un piano contenente l'asse vite. La retta generatrice del fianco interseca l'asse di rotazione. Realizzazione al tornio con utensile con i fianchi taglienti nel piano dell'asse o su fresatrice con opportuno profilo del disco tagliente (A sta per Archimede. La sezione del fianco del filetto fatta con un piano normale all'asse è una spirale di *Archimede*).

➤ Vite ZN: la sezione della vite risulta essere una dentiera a fianchi rettilinei in una sezione fatta con in piano normale alla direzione dell'elica media. Realizzazione con utensile da tornio inclinato di un angolo pari all'angolo di inclinazione dell'elica media. (N sta per *normale*)

➤ Vite ZK: sostanzialmente analoga al tipo di sopra viene realizzata su fresatrice con fresa di grande diametro riprodotte la forma del dente inclinata dell'angolo di inclinazione dell'elica. Il profilo realizzato dipende dal diametro della fresa utilizzata, a causa del tallonamento a monte-valle della sezione di gola. Questo tipo di profilo è sensibile per questo motivo al diametro della mola col quale viene rettificato (una mola usurata genera un profilo diverso da quello che genera una mola nuova). Non garantisce una particolare costanza di profilo nella produzione, e quindi la coniugazione iniziale dei profili di ruota e vite. Di norma è quindi necessario buon rodaggio per assestamento delle parti.

➤ Vite ZI: analoga ad una normale ruota elicoidale con grande inclinazione dell'elica la sezione dei fianchi del dente fatta con un piano normale all'asse della vite risulta essere una evolvente di cerchio (I sta per *involuta*). I procedimenti tecnologici per realizzarla sono analoghi a quelle delle ruote elicoidali. Il profilo è facilmente controllabile e realizza elevata precisione angolare nella trasmissione del moto. Sta assumendo sempre più importanza nell'industria moderna, specialmente con l'introduzione di mole di rettifica con fianchi estremamente precisi,

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

che consentono la rettifica dei due fianchi del dente contemporaneamente (fino a qualche anno fa la rettifica veniva effettuata con mola piana singolarmente su ogni faccia del dente)

➤ Vite ZH: vite a fianchi concavi, realizzata allo stesso modo della ZN ma con fresa con fianchi circolari, e rettificata con mola anch'essa a fianchi circolari e profilo semplice e facilmente ravvivabile (arco di cerchio)

La figura sotto schematizza sommariamente i vari procedimenti di realizzazione

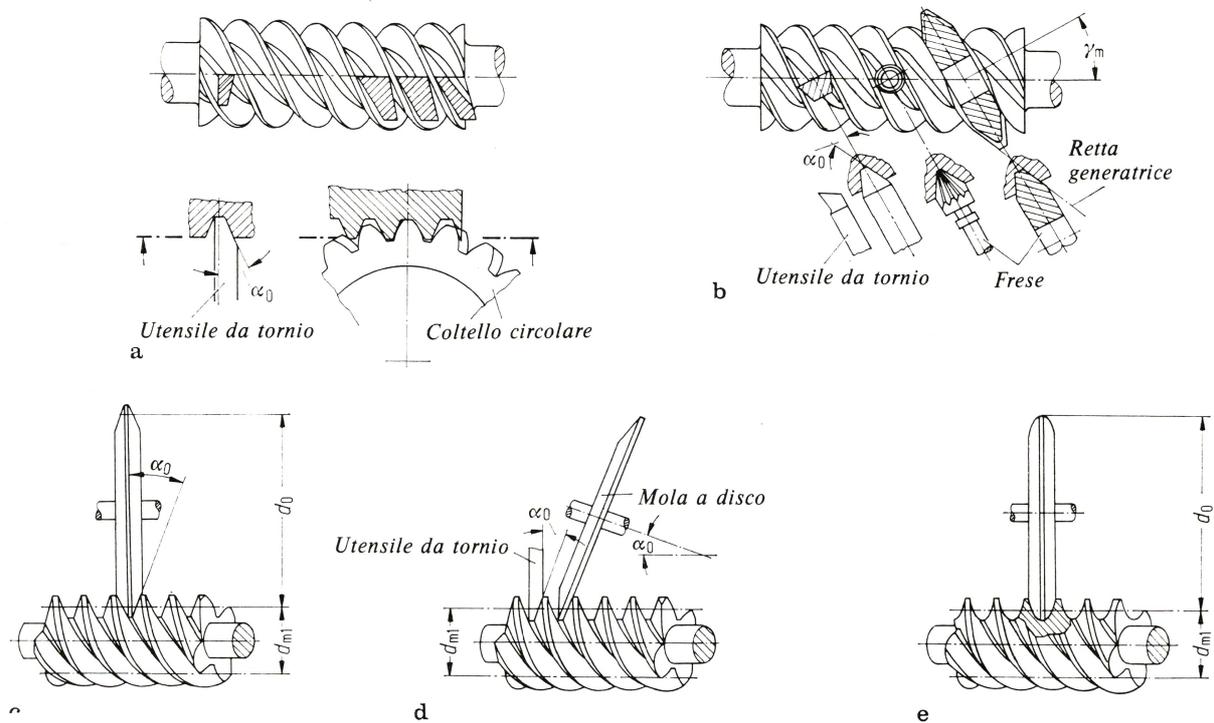


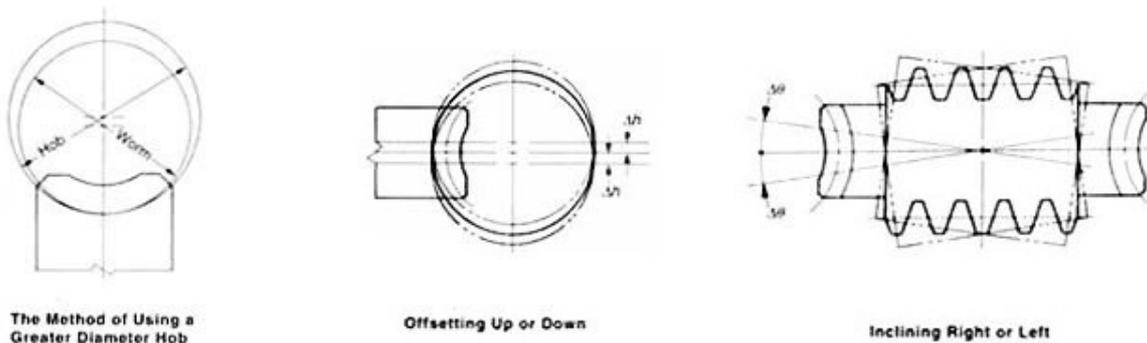
Figura 7: Dall'alto verso destra: profilo ZA, ZN, ZK, ZI, ZH

#### 1.3.4 Modi di taglio della ruota

Eccezion fatta per le ruote cilindriche, come già accennato sopra, il taglio della ruota non avviene di norma con creatore riprodotto esattamente la forma e il moto della vite, esistono in

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

realtà una serie di metodologie che consentono di creare il dente della ruota con una geometria tale da tollerare piccoli errori di posizionamento (soprattutto errori angolari di montaggio rispetto alla perfetta ortogonalità delle proiezioni degli assi). I metodi principalmente utilizzati sono illustrati nella figura seguente:



*Figura 8: tre modi di tagliare la ruota: creatore di diametro maggiore, movimentazione del creatore lungo l'asse vite, movimentazione angolare del creatore lungo l'asse identificato dal segmento biperpendicolare*

Nel dettaglio, da sinistra verso destra con riferimento alla figura 8:

- taglio con creatore di diametro maggiore: viene utilizzato un creatore con diametro maggiore spostato lungo la direzione contenente il segmento biperpendicolare di una quantità pari all'incremento di raggio. Metodo molto usato consente la creazione di buona coniugazione tra il profilo dei denti di vite e ruota e dà luogo a un contatto tra superfici con curvatura molto vicina. Favorisce la formazione di un meato convergente e la sustentazione idrodinamica, laddove le condizioni di funzionamento lo permettano.
- Taglio con creatore dello stesso diametro della vite e spostamento in direzione dell'asse ruota: poco utilizzato, crea una piccola parte di profilo cilindrico al centro della ruota. Peggiora la coniugazione tra le superfici e le condizioni di lubrificazione. Più importante diventa il rodaggio per il buon assestamento delle parti in contatto.

### 1.3 Trasmissioni mediante vite senza fine e ruota

➤ Taglio con creatore dello stesso diametro e spostamento angolare lungo la direzione identificata dal segmento biperpendicolare: anch'esso poco utilizzato riproduce l'errore angolare di montaggio plausibilmente presente e consente di asportare quella parte di materiale della ruota che farebbe interferenza in caso di montaggio con errore degli elementi dell'ingranaggio.

### *1.4 Tipologie di danneggiamento e problematiche*

Il danneggiamento e le problematiche di esercizio delle trasmissioni a vite senza fine e ruota elicoidale dipendono essenzialmente da tre fattori:

- tipo di materiali utilizzati per vite e ruota
- carichi di esercizio e rodaggio
- tipo di ambiente dove esse lavorano

Esiste una galassia di casistiche di danneggiamento e problematiche di esercizio, a seconda delle combinazioni di materiale, ambiente carichi farà riferimento in questa sede al danneggiamento e alle problematiche che si hanno con ruote in metallo, con particolare attenzione agli ingranaggi aventi vite in acciaio e ruota in bronzo.

#### *1.4.1 Temperatura di esercizio*

Di norma è il fattore limitante della potenza trasmissibile dall'ingranaggio in condizioni stazionarie. Le perdite dovute alla non unitarietà del rendimento finiscono nell'olio e quindi nella carcassa sotto forma di calore. Per ogni valore del carico e per ogni valore del numero di giri si ha una sovratemperatura rispetto alla temperatura ambiente alla quale si porta il complessivo, e che consente ad esso così di disperdere il calore generato. È necessario un accurato controllo su questo parametro, poiché la viscosità del lubrificante decresce con la temperatura. Spesso si

## 1.4 Tipologie di danneggiamento e problematiche

ricorre ad alettature del carter o utilizzo di ventilatori sull'albero veloce per favorire il raffreddamento. Il problema è meno sentito quando si abbia a che fare con riduttori che lavorino in regime non stazionario, perché la capacità termica dell'olio e della carcassa impediscono il raggiungimento immediato della temperatura di equilibrio.

### *1.4.2 Inflessione dell'albero a vite*

La componente normale all'asse delle forze che si scambiano vite e ruota può in certi casi indurre sull'albero deformazioni eccessive, che cambiano l'impronta della ruota sul dente al variare del carico. Il calcolo dell'inflessione risulta di norma abbastanza complesso, per via dell'influenza del dente difficilmente considerabile. Si adotta spesso un calcolo cautelativo basato su un raggio medio.

### *1.4.3 Usura abrasiva.*

Il processo ha inizio con il rodaggio, in cui si ha un rateo di asportazione del materiale abbastanza elevato, questo consente l'assestamento degli organi in movimento e l'ampliamento delle superfici di contatto. Il fenomeno è stabile, poiché l'allargamento dell'area di contatto porta ad una diminuzione delle pressioni a parità di forza trasmessa, e favorisce il miglioramento delle condizioni di lubrificazione. Raggiunta l'area di contatto massima il rodaggio si considera terminato, e l'usura procede lentamente. Il fallimento dell'ingranaggio di norma avviene quando la sezione resistente del dente non è più sufficiente a sostenere i carichi di esercizio e il dente si rompe per superamento della tensione di snervamento del materiale.

Oltre la normale usura dovuta allo sfregamento delle parti in movimento si possono avere essenzialmente due condizioni aggravanti:

## 1.4 Tipologie di danneggiamento e problematiche

➤ la presenza di agenti chimici che corrodono le parti in movimento, asportando gli strati superficiali del materiale. Occorre scegliere opportunamente il lubrificante e il materiale da utilizzare nell'ingranaggio e considerare eventuali agenti ambientali esterni (e.g. aria salmastra in località marine)

➤ l'interposizione nella zona di contatto di particelle dure che causano abrasione delle superfici. Dette particelle possono derivare dall'iniziale rodaggio dell'ingranaggio, oppure ancora una volta da inquinanti esterni che si introducono nell'alloggiamento dell'ingranaggio stesso. Accorgimenti utilizzati sono: sostituzione dell'olio a fine rodaggio, utilizzo di parti magnetiche (ad esempio il tappo dell'olio) per trattenere le particelle ferrose, prevedere opportuni parapolvere per evitare l'intrusione di inquinanti esterni.

### 1.4.4 Fatica superficiale

Fenomeno dovuto al superamento della tensione di snervamento al di sotto della superficie di contatto. Risultato fondamentale della teoria di Hertz è che il massimo della tensione quando superfici a diversa curvatura vengono poste in contatto è che il massimo delle tensioni non si raggiunge sulla superficie, ma un po' al di sotto di essa. Se questa supera il limite di fatica del materiale si può produrre una microcricca che poi avanza raggiungendo la superficie. Ne consegue il distacco di particelle di materiale. Questo fenomeno in letteratura prende il nome di *vaiolatura (pitting)*. Si distinguono essenzialmente tre categorie di pitting:

➤ **initial pitting**: sulle aree eccessivamente caricate del dente si produce il distacco di piccole scaglie di materiale. Questo fenomeno scarica la zona interessata e dopo un po' di tempo si arresta.

➤ **Destructive pitting**: l'asportazione di materiale si estende a zone più ampie, e il peggioramento della superficie a seguito della rimozione di scaglie di materiale fa sì che il

## 1.4 Tipologie di danneggiamento e problematiche

fenomeno non si arresta, ma anzi prosegue intensificato, portando alla distruzione dell'ingranaggio

➤ **Spalling**: simile al pitting distruttivo si ha quando le scaglie di materiale asportato sono più larghe e poco spesse. È indice di norma di carico eccessivo sull'area interessata al contatto. Anche questo è un fenomeno instabile che porta alla distruzione del profilo del dente

### *1.4.5 Usura adesiva*

Usura legata soprattutto alla rottura del film di lubrificante che ricopre le superfici in contatto, è fortemente influenzata dalla natura dei materiali. Si manifesta con formazione di microsaldature delle creste delle rugosità che vengono in contatto, e distruzione di esse a causa del movimento dei membri in contatto. Materiali simili, o addirittura uguali hanno tendenza a saldarsi più facilmente, ecco perché laddove le condizioni di lubrificazione sono critiche è sempre meglio utilizzare materiali quanto meno affini possibile. Si ha rapidamente grave deterioramento delle superfici a contatto, e il fenomeno è distruttivo poiché il peggioramento della finitura espone sempre più picchi al contatto, e alla conseguente saldatura. Questo tipo di danneggiamento è poco presente nelle trasmissioni a vite senza fine e ruota elicoidale poiché il regime di lubrificazione impone l'uso di materiali molto poco affini tra loro

### *1.5 Lubrificazione e rodaggio*

Sulle trasmissioni a vite senza fine e ruota elicoidale giuoca un ruolo fondamentale il rodaggio dell'ingranaggio. La geometria della ruota, generata per involuppo di profili complessi (si veda la figura 31) non è rettificabile. Si affida allora alla prima fase di vita dell'ingranaggio l'aggiustamento e l'allargamento delle aree di contatto. Un cattivo rodaggio può provocare

## 1.5 Lubrificazione e rodaggio

surriscaldamenti localizzati nelle zone di contatto ancora limitate, fatica superficiale, ecc, di modo tale da deteriorare la superficie e non avere quell'allargamento delle aree ricercato., ma piuttosto l'inizio di un danneggiamento talvolta distruttivo. Ruolo importante in questa fase è quello giocato dal lubrificante. Esistono lubrificanti sintetici di grande viscosità con additivi per alte pressioni e olii minerali. Entrambi presentano vantaggi e svantaggi. I primi favoriscono lo sviluppo di un meato fluidodinamico completo, ma sono poco indicati per il rodaggio, poiché inibiscono quella piccola asportazione di materiale utile per allargare le aree di contatto. Mancando questo effetto si può avere cattivo aggiustamento delle superfici e vaiolatura delle stesse. I lubrificanti minerali invece favoriscono l'assestamento e il rodaggio, ma limitano in misura minore l'usura classica. Spesso laddove possibile si adottano olii diversi per il rodaggio e per l'esercizio, di modo da sfruttare le caratteristiche vantaggiose di entrambi i tipi di lubrificante.

## *1.6 Registrazione del contatto nell'ingranaggio*

La registrazione dell'ingranaggio viene effettuata in funzione del tipo di carichi che incontrerà nella vita operativa. Si intende per registrazione del contatto la messa a punto dell'area e della posizione in cui si sviluppa il contatto di modo da ottenere certe caratteristiche meccaniche dell'ingranaggio stesso. Come riscontro di norma viene effettuato tramite la verniciatura della ruota con blù di Prussia, e successiva asportazione di esso tramite esercizio sotto un carico leggero. Valgono le seguenti prescrizioni:

➤Come già accennato in precedenza non è desiderabile avere un contatto esteso su tutta l'area del dente, per mantenere una certa capacità dell'ingranaggio di tollerare piccoli disallineamenti di montaggio senza far spostare il contatto sul bordo del dente o di testa allo

## 1.6 Registrazione del contatto nell'ingranaggio

stesso. Questo effetto viene ottenuto normalmente tagliando la ruota con creatore con moto o forma leggermente differenziata da quella della vite con cui poi esso andrà a lavorare (si veda il paragrafo 20)

➤ La posizione dell'impronta viene registrata attraverso l'aggiustamento dell'interasse dell'ingranaggio e tramite la traslazione della ruota lungo il suo asse. Il primo spostamento controlla il posizionamento in altezza, il secondo il posizionamento laterale. Per riduttori poco caricati a cui sia richiesta grande silenziosità e assenza di vibrazioni è desiderabile avere un'impronta spostata verso la base del dente, al contrario quando si debbano sopportare in esercizio carichi oscillanti e urti. La posizione laterale. In riduttori senza inversione del carico resistente e del moto è desiderabile avere un'impronta spostata sul lato di uscita della vite, perché si determina una migliore formazione del meato di lubrificazione, e di conseguenza un maggior rendimento e minor usura.

➤ Su riduttori funzionanti in severe condizioni termiche è necessario mantenere un interasse maggiore per far sì che le dilatazioni termiche in esercizio non portino al bloccaggio della dentatura.

La figura sotto mostra come cambia l'impronta sotto carico leggero in tre tipiche condizioni di esercizio.

## 1.6 Registrazione del contatto nell'ingranaggio

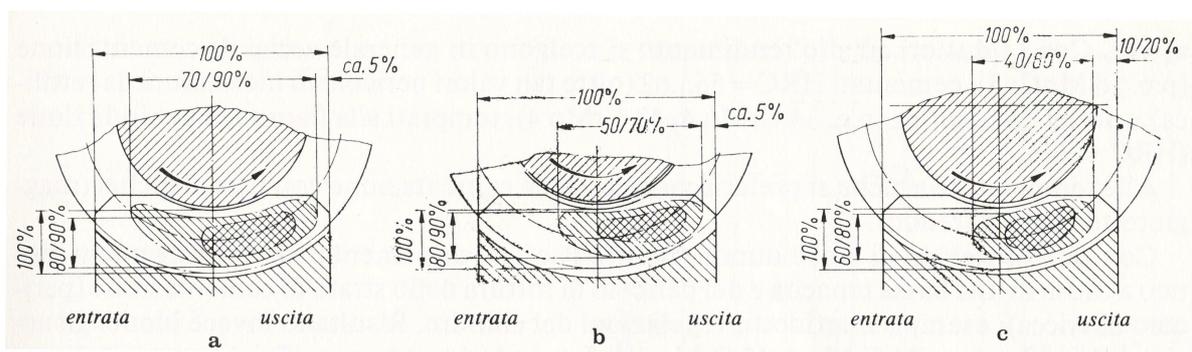


Figura 9: tipi di forma dell'impronta desiderabile per:

- a) riduttori silenziosi con carico limitato,
- b) riduttori normali ad alto rendimento,
- c) carichi oscillanti e con presenza di urti

## 1.7 Sistemi di prova

Si richiede a un sistema di prova per questo tipo di ingranaggi la capacità di simulare le varie condizioni di esercizio che questo tipo di ingranaggio può incontrare durante la sua vita operativa. I parametri coinvolti nelle prove possono essere inquadrati come segue: caratteristiche dei campioni di prova, caratteristiche dell'accoppiamento, caratteristiche del lubrificante, e temperatura di esercizio. Alla luce di quanto detto sopra richiederemo al nostro apparato di prova:

- la capacità di poter registrare i campioni di prova a piacimento in modo da generare la forma di impronta che vogliamo ottenere.
- La capacità di poter variare la temperatura alla quale lavora l'ingranaggio (tramite ad esempio il riscaldamento del lubrificante)
- la capacità di poter variare e invertire la coppia e la velocità alla quale lavora

l'ingranaggio(potenza che vi transita)

➤la capacità di poter variare la portata d'olio sugli ingranaggi

dal punto di vista della strumentazione invece sarebbe desiderabile poter misurare:

➤la coppia

➤ la velocità di lavoro

➤il rendimento dell'ingranaggio

➤l'errore di trasmissione

➤la perdita di materiale per usura, ad esempio con un rilevatore di particelle, per identificare il rateo di usura dell'ingranaggio

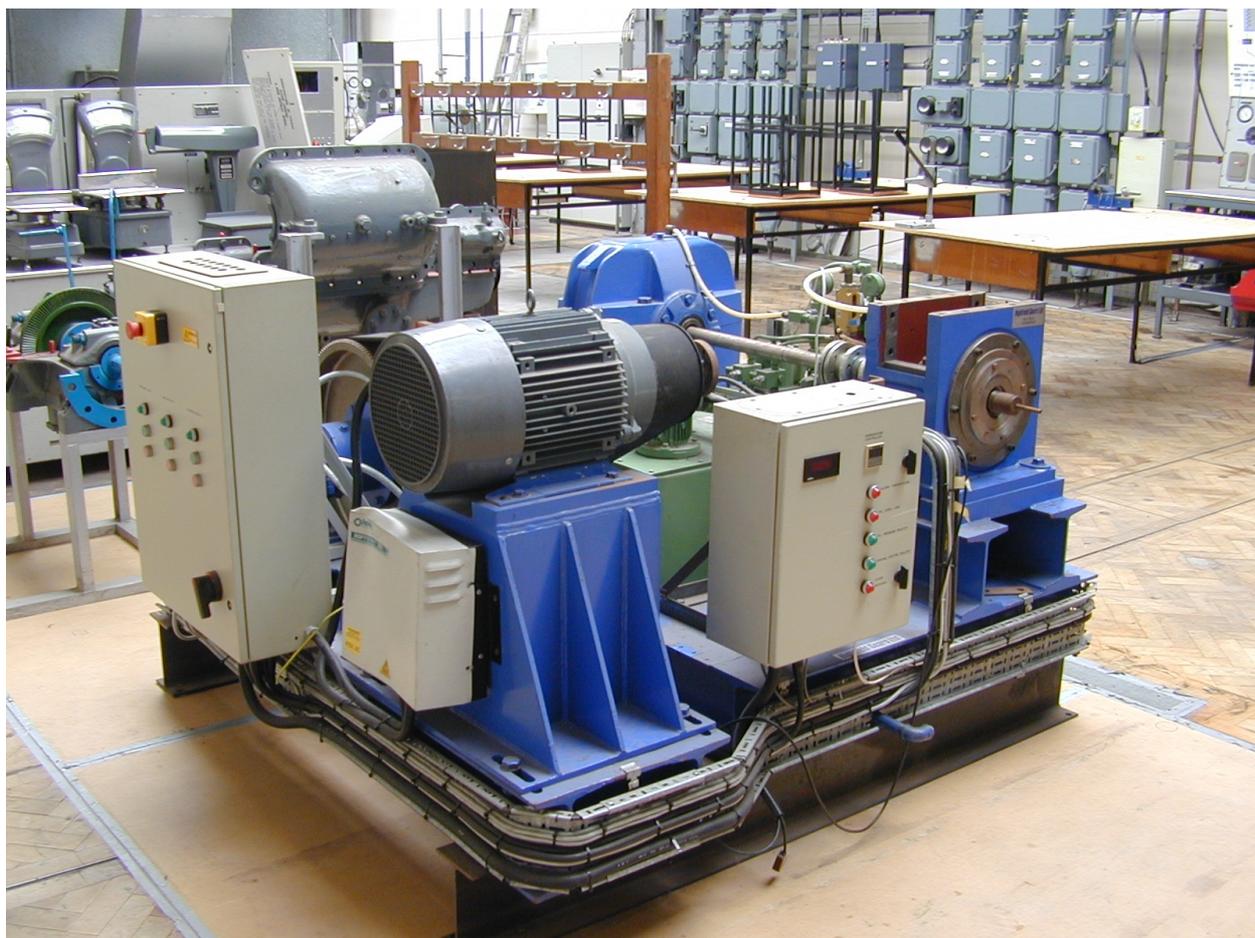
Nei prossimi capitoli si esaminerà il modo in cui queste funzionalità sono state implementate nel banco prova Worm Rig del DIMNP.

*Capitolo 2: Il banco prova Worm Rig  
del DIMNP*

### 2.1 Descrizione della macchina

#### 2.1.1 Generalità

Si tratta di un banco prova realizzato dalla Highfields Gear Ldt pensato per provare le trasmissioni a vite senza fine e ruota elicoidale con la possibilità di cambiare le condizioni termiche e meccaniche (errori di accoppiamento). È stato disegnato nei primi anni '90 presso l'Università di Newcastle, sita in Inghilterra.



*Foto 10: Banco Worm Rig fotografato ai laboratori dell'Università di Newcastle*

## 2.1 Descrizione della macchina

Il banco è del tipo ad anello cinematico con ricircolo di potenza meccanica. Questa soluzione permette di utilizzare per le prove la sola potenza necessaria a vincere gli attriti dei vari organi dell'anello, e simulare transiti di potenza sulla scatola di prova di entità ben maggiore. Lo schema sotto evidenzia le principali parti del banco.

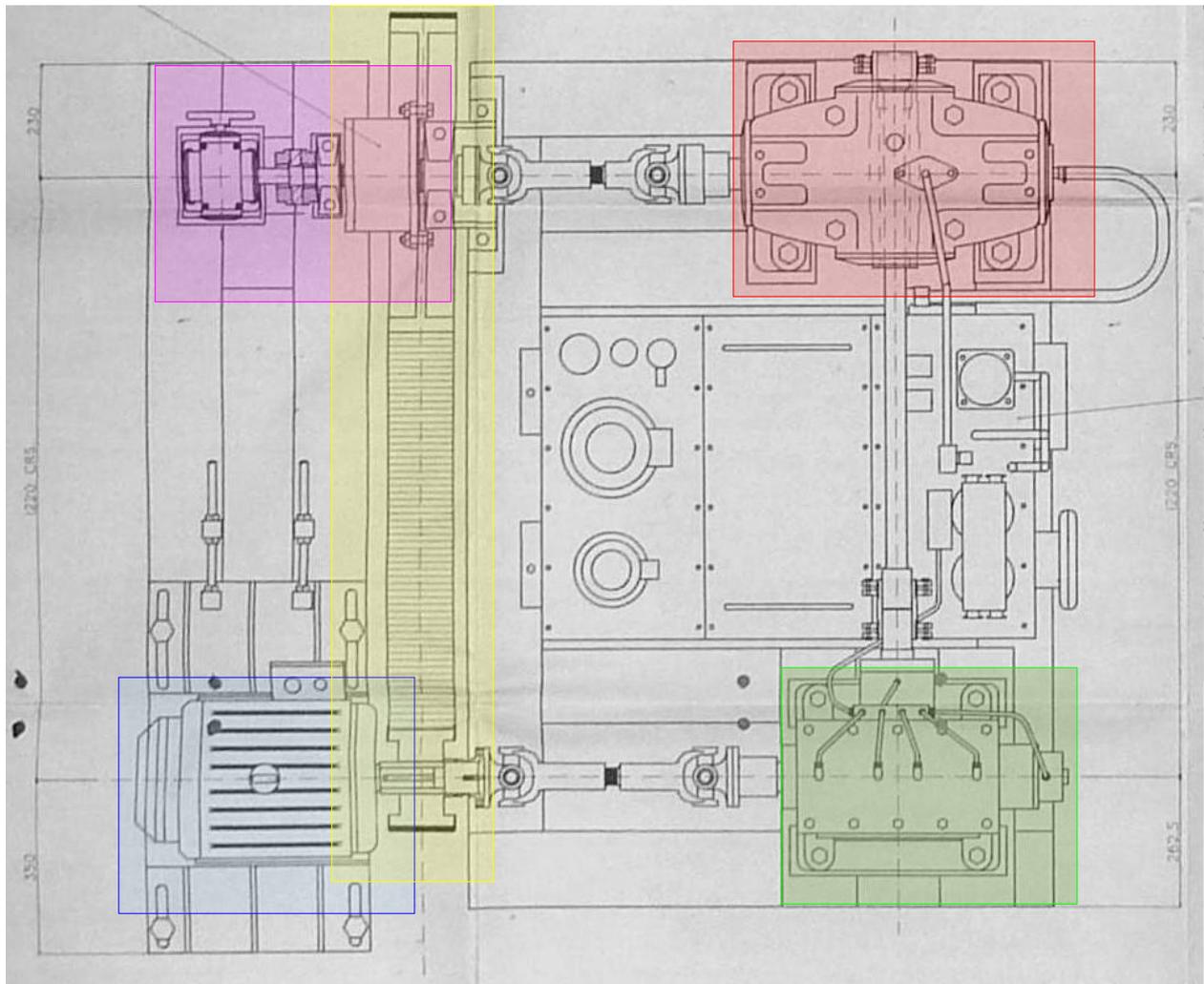


Figura 11: schema generale banco Worm Rig

Esse sono

- Un motore trifase con funzione di tenere in moto l'anello cinematico, reintegrando la potenza persa per attrito, evidenziato in blu. Il motore ha una potenza di 11 KW e numero di giri

## 2.1 Descrizione della macchina

nominale pari a 1500. Vedremo in seguito che la potenza richiesta dal motore, in virtù del ricircolo, è molto inferiore a quella nominale. La scelta è caduta su questo motore poiché la coppia che deve transitare sull'albero è ben maggiore di quella reintegrata dal motore stesso.

- Una trasmissione a cinghia sincrona, evidenziata in giallo, con rapporto di trasmissione pari a 144/44 in cui il rocchetto è costituito dall'albero motore

- Un rotismo epicicloidale (Desch Planetary Gearbox mod.AFL 20, tavole presenti nella documentazione) a solare fisso, con la funzione di mettere sotto carico l'anello cinematico Tale meccanismo impone un rapporto di trasmissione tra la puleggia dentata di grande diametro e l'albero cardanico pari a 5/4(evidenziato in magenta) Si veda in seguito per chiarimenti sul funzionamento

- due alberi cardanici con giunti sfasati di 90 gradi che collegano l'uscita del riduttore epicicloidale con la scatola di rinvio a vite senza fine e ruota elicoidale e l'albero motore con la vite della sezione di prova. Lo sfasamento di 90 gradi tra gli assi delle forcelle portacrociere interni non è casuale, ma necessario per mantenere l'omocineticità della trasmissione

- una scatola di rinvio con rapporto di trasmissione 6/44 che collega l'albero di trasmissione cardanico con l'albero lento della sezione di prova(evidenziato in rosso)

- la sezione di prova, nella quale trovano alloggio i campioni di prova: si tratta di un ingranaggio a vite senza fine monoprincipio e ruota elicoidale involuata con rapporto di trasmissione pari a 30 (evidenziata in verde).

Fare riferimento alla documentazione per informazioni più precise a riguardo delle varie parti.

### 2.1.2 Cinematica e ricircolo di potenza

Come si può osservare leggendo la lista sopra il prodotto dei rapporti di trasmissione del collegamento a cinghia sincrona, del riduttore epicicloidale a solare fisso e della scatola di rinvio

## 2.1 Descrizione della macchina

è pari a 30, lo stesso dell'ingranaggio da provare, essendo questa una condizione necessaria per il non piantamento di tutto l'anello cinematico.

$$\frac{44}{6} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{144}{44} = 30 \quad \text{Rapporto di trasmissione anello cinematico completo}$$

Movimentando il solare del rotismo epicicloidale si pone l'anello sotto carico agendo sugli spostamenti relativi dei vari membri che compongono l'anello stesso. Lo schema sotto mostra i vari componenti col loro rapporto di trasmissione.

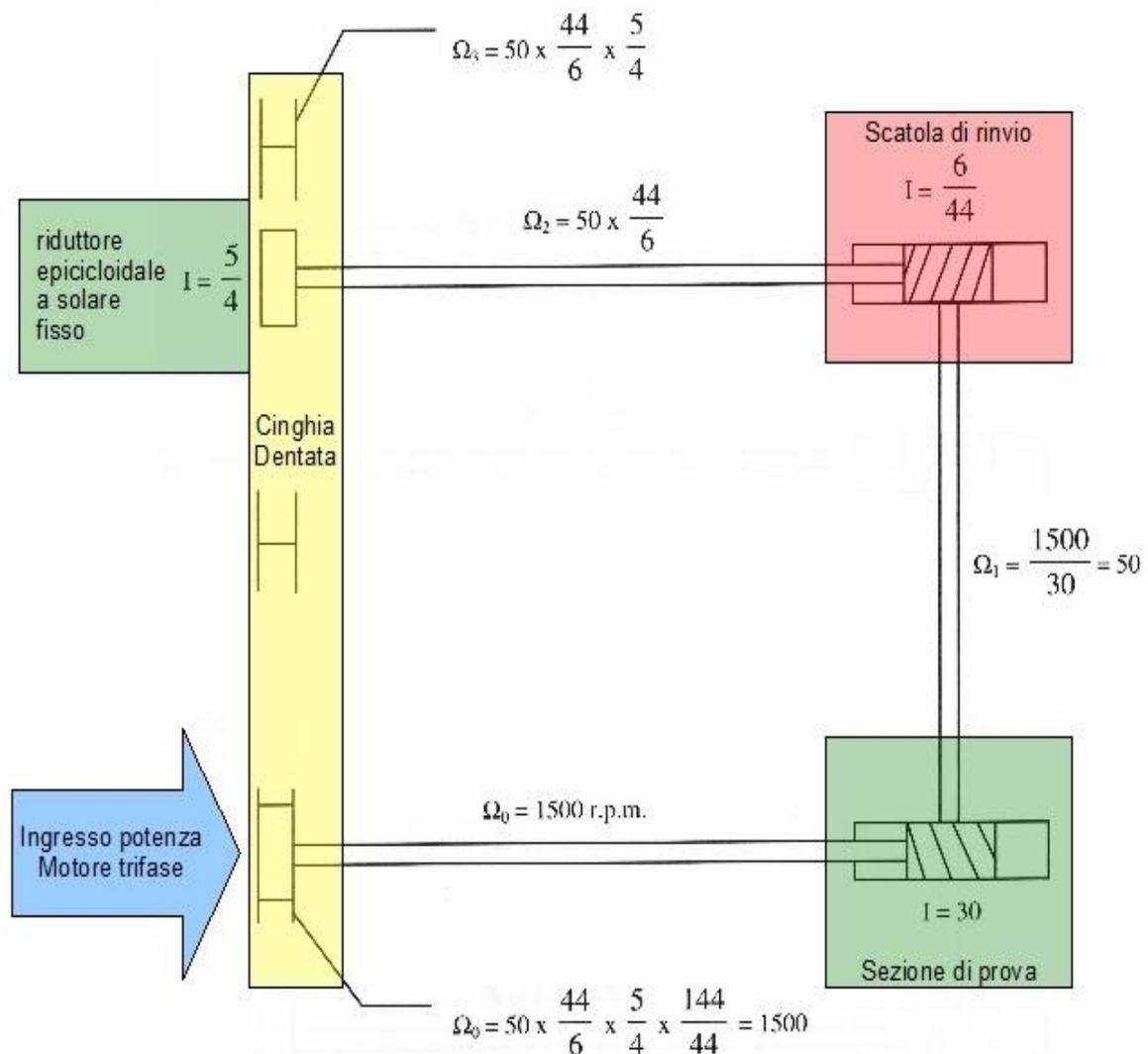


Figura 12: Anello cinematico e rapporti di trasmissione

## 2.1 Descrizione della macchina

Il motore principale mette in movimento sia l'albero veloce della sezione di prova che il rocchetto della trasmissione a cinghia, con una velocità di rotazione pari a 1500 rpm . La trasmissione a cinghia mette in rotazione la carcassa del riduttore epicicloidale, e con essa la ruota dentata esterna del riduttore epicicloidale. Il solare di questa rimane fisso e l'albero cardanico di uscita che porta il moto sulla scatola di rinvio è attaccato al portasatelliti. Il rapporto di trasmissione tra puleggia dentata e albero di trasmissione cardanico è pari a 5/4. Dalla scatola di rinvio infine parte un albero che porta il moto alla ruota della sezione di test. La posa sotto carico avviene movimentando il solare del riduttore epicicloidale, imponendo cioè uno spostamento tra il portasatelliti e la carcassa dello stesso. Per capire meglio questo meccanismo si immagini l'anello cinematico fermo. Se si muove il solare l'anello cinematico va sotto carico, in virtù dello spostamento angolare relativo tra puleggia e albero veloce della scatola di rinvio. Se poi esso viene posto in movimento il carico rimane. La cosa non cambia se la posizione del solare viene variata con l'anello cinematico già in movimento.

### 2.1.3 Circolazione di potenza

Il banco è disegnato per poter funzionare ad una coppia massima pari a 3000 Nm sull'albero lento(quello sul quale è montata la ruota di prova). La velocità nominale di questo albero è pari a 50rpm visto che il rapporto di trasmissione sulla scatola di test è pari a 30 e la vite gira in condizioni nominali a 3000rpm. Ne risulta una potenza transitante sull'albero lento pari a circa 15 kW, infatti:

$$3000 \text{ Nm} \cdot 5,24 \text{ rad/sec}(50 \text{ rpm}) = 15 \text{ kW} \quad \text{potenza sull'albero lento}$$

Partendo da questo dato, e noti i rendimenti approssimati dei vari organi componenti l'anello cinematico è possibile fare una stima della potenza in ingresso e della potenza circolante nell'anello cinematico. Dalla documentazione dei vari componenti si hanno i seguenti valori di

efficienza:

- cinghia dentata: 0,99
- rotismo epicicloidale: 0,98
- scatola di rinvio: 0,87
- alberi trasmissione cardanici:  $\approx 1$
- ingranaggio di prova: 0,85

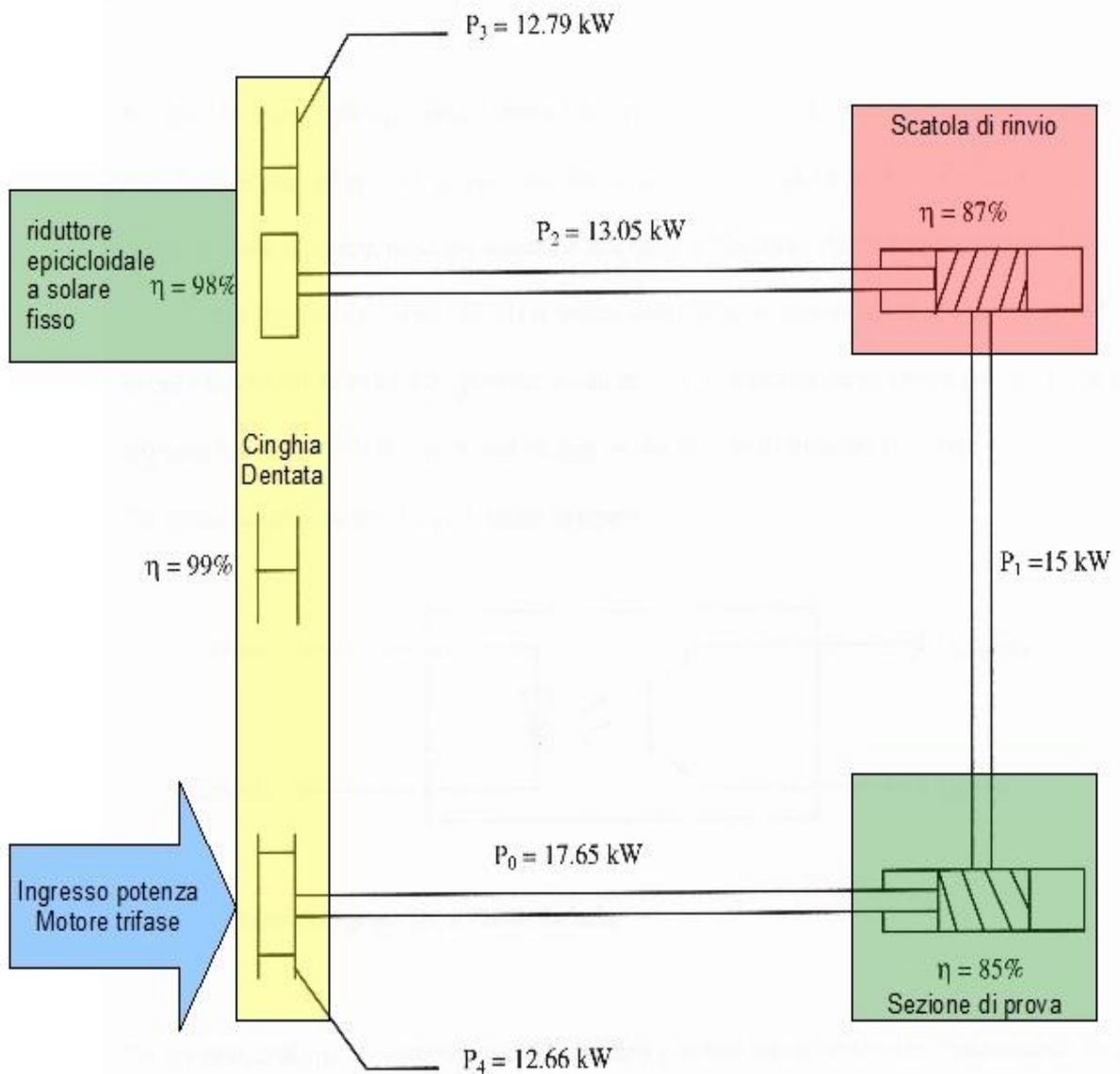


Figura 13: Circolazione di potenza

## 2.1 Descrizione della macchina

Si può notare che il reintegro di potenza sull'anello cinematico che deve essere effettuato dal motore è pari a circa 5 Kw, ben al di sotto del valore massimo da esso fornibile.

Seguendo lo schema sopra abbiamo:

- $P_0$ : potenza sull'albero veloce della sezione di prova, pari alla potenza sull'albero lento divisa per il rendimento atteso
- $P_1$ : potenza sull'albero lento, parametro di progetto
- $P_2$ : potenza sull'albero veloce della scatola di rinvio
- $P_3$ : potenza sulla puleggia della trasmissione a cinghia dentata
- $P_4$ : potenza che rientra sull'albero veloce dell'ingranaggio di prova

La differenza tra  $P_0$  e  $P_4$  non è che la potenza che deve essere reintegrata dal motore.

## 2.2 Sezione di prova

### 2.2.1 Generalità

Il banco Worm Rig dispone di una sezione di prova in grado di lavorare con ingranaggi a rapporto di trasmissione pari a 30. La sezione di prova è realizzata da una scatola in acciaio saldato e successivamente lavorata alle macchine utensili. Per garantire facilità di ispezione la sezione di prova dispone di un oblò in vetro dal quale è possibile vedere lo stato della ruota e il livello di olio che si è accumulato nella sezione, e di un tappo laterale che può essere rimosso abbastanza facilmente. Il modo in cui la vite e la ruota sono vincolati sulla sezione è il seguente:

- Ruota: montata a sbalzo sull'albero lento. Il vincolo è ottenuto montando due cuscinetti a sfere distanziati su una protrusione cilindrica cava calettata su un lato della sezione stessa.
- Vite senza fine: montata su doppio appoggio sul cappello della scatola, per maggior

chiarezza vedere i disegni sotto.

Il collegamento del cappello con la scatola di prova viene effettuato con 8 viti M16 sulla parte superiore del cappello e 4 laterali.

### *2.2.2 Posizionamento dei campioni di prova*

Il cappello della scatola di prova, che reca montato su di esso la vite, viene serrato sul carter sottostante per mezzo di 12 viti M16 e con l'interposizione tra le superfici di accoppiamento di opportuni spessori. Questi consentono di registrare la posizione reciproca dei campioni di prova. Gli spostamenti possibili sono i seguenti:

➤ spostamento verticale rispetto alla posizione nominale, in direzione del segmento biperpendicolare all'asse vite e all'asse ruota

➤ spostamento orizzontale della vite in direzione ortogonale al proprio asse e parallelo all'asse ruota

➤ deviazione dalla perpendicolarità delle proiezioni dell'asse vite e dell'asse ruota su un piano normale al segmento biperpendicolare ad essi (errore angolare)

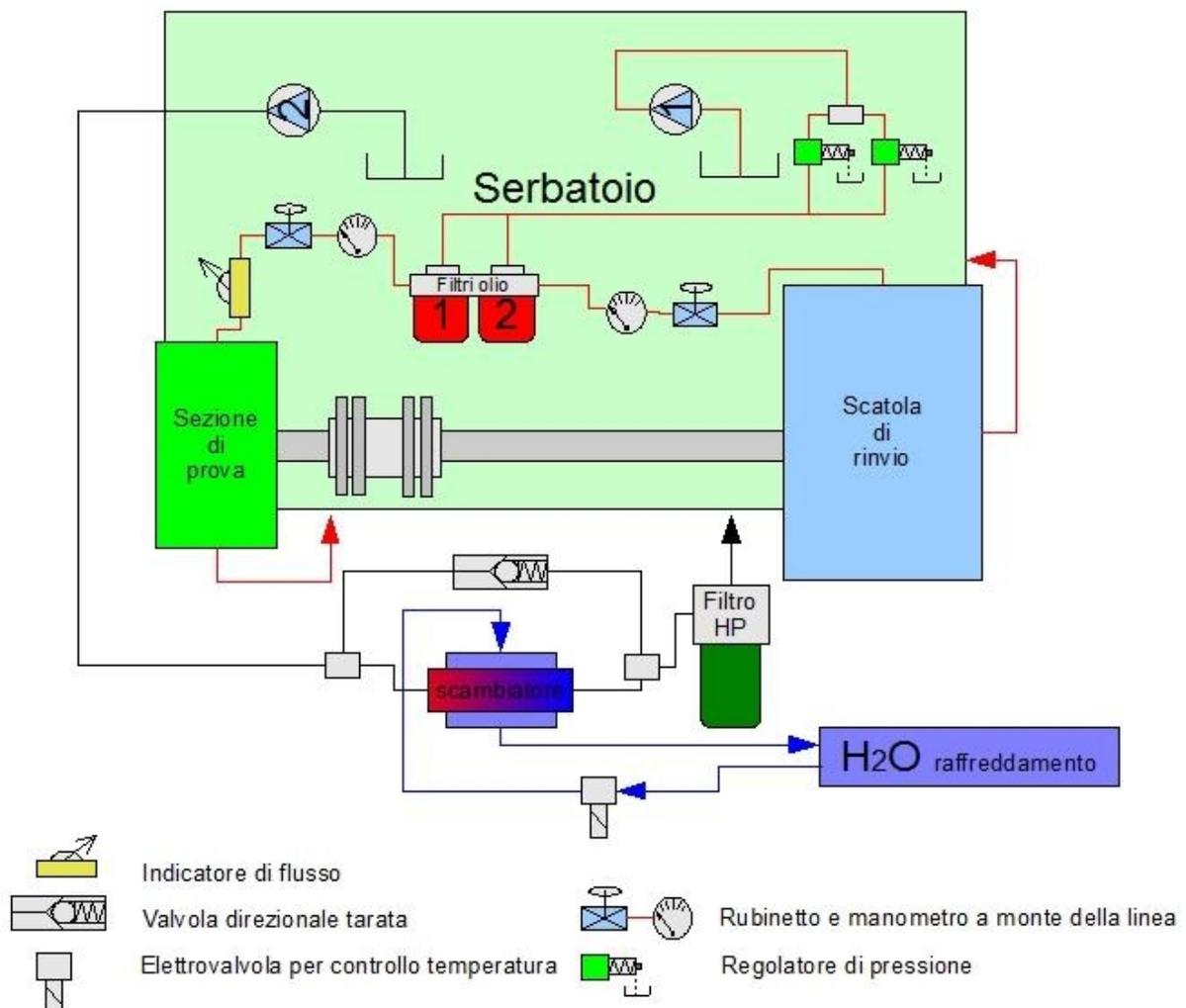
### *2.2.3 Impianto idraulico*

L'impianto idraulico del banco prova non è separato ma è posizionato sul banco stesso. Esso è costituito da:

➤ un serbatoio della capacità di circa 170 litri

➤ due pompe ad ingranaggi, una di mandata e una di ricircolo. La prima alimenta le scatole di prova e scatola di rinvio, la seconda ha la funzione di assicurare un continuo filtraggio dell'olio e (in linea teorica) l'uniformità della temperatura.

- Due regolatori di pressione a monte delle scatole di prova, la cui funzione è assicurare una portata più o meno lineare nell'apertura dei rubinetti di regolazione
- due rubinetti per la regolazione delle portate alle due scatole ingranaggi
- un indicatore di flusso sulla linea di adduzione della scatola di prova
- uno scambiatore di calore acqua olio che consente il raffreddamento in caso di eccesso di temperatura
- una valvola a pressione tarata che si attiva in caso lo scambiatore acqua-olio risulti ostruito



Schema 14: impianto idraulico

Sopra si può vedere uno schema dell'impianto idraulico. La linea di mandata dell'olio è indicata dal colore rosso, la linea di ricircolo dal colore nero e la linea di raffreddamento dell'acqua dal colore blu chiaro. Le pompe 1 e 2 sono rispettivamente quella di mandata e ricircolo.

### 2.2.4 Impianto elettrico

Il banco era stato inizialmente pensato per essere controllato da un sistema esterno, in seguito sono stati aggiunti due pannelli elettrici (uno di controllo e uno di gestione della potenza) che lo rendono autonomo, eccezion fatta per la presa di potenza (pentapolare 32 ampere). Detto impianto consente di tenere sotto controllo le varie parti del banco, e cioè il motore principale, il riscaldamento dell'olio, il ricircolo e la mandata e tutte le logiche di controllo ad esse associate.

### 2.2.5 Strumentazione

Il banco disponeva inizialmente di una ampia strumentazione. I sistemi presenti e le funzioni da essi svolti erano le seguenti:

- ponte estensimetrico per la misura della coppia sull'albero lento (ruota)
- ponte estensimetrico per la misura della coppia sull'albero veloce (vite)
- trasduttore di posizione angolare a fotodiodi per il controllo della posizione della vite
- trasduttore di posizione angolare a fotodiodi per il controllo della posizione della ruota

Questa strumentazione era sufficiente per poter misurare i principali parametri di funzionamento dell'ingranaggio durante le prove, quali **l'errore di trasmissione** e **il rendimento**. Queste quantità, integrate con informazioni a riguardo della storia di carico e dello stato delle superfici a contatto sono sufficienti a dare una buona caratterizzazione del

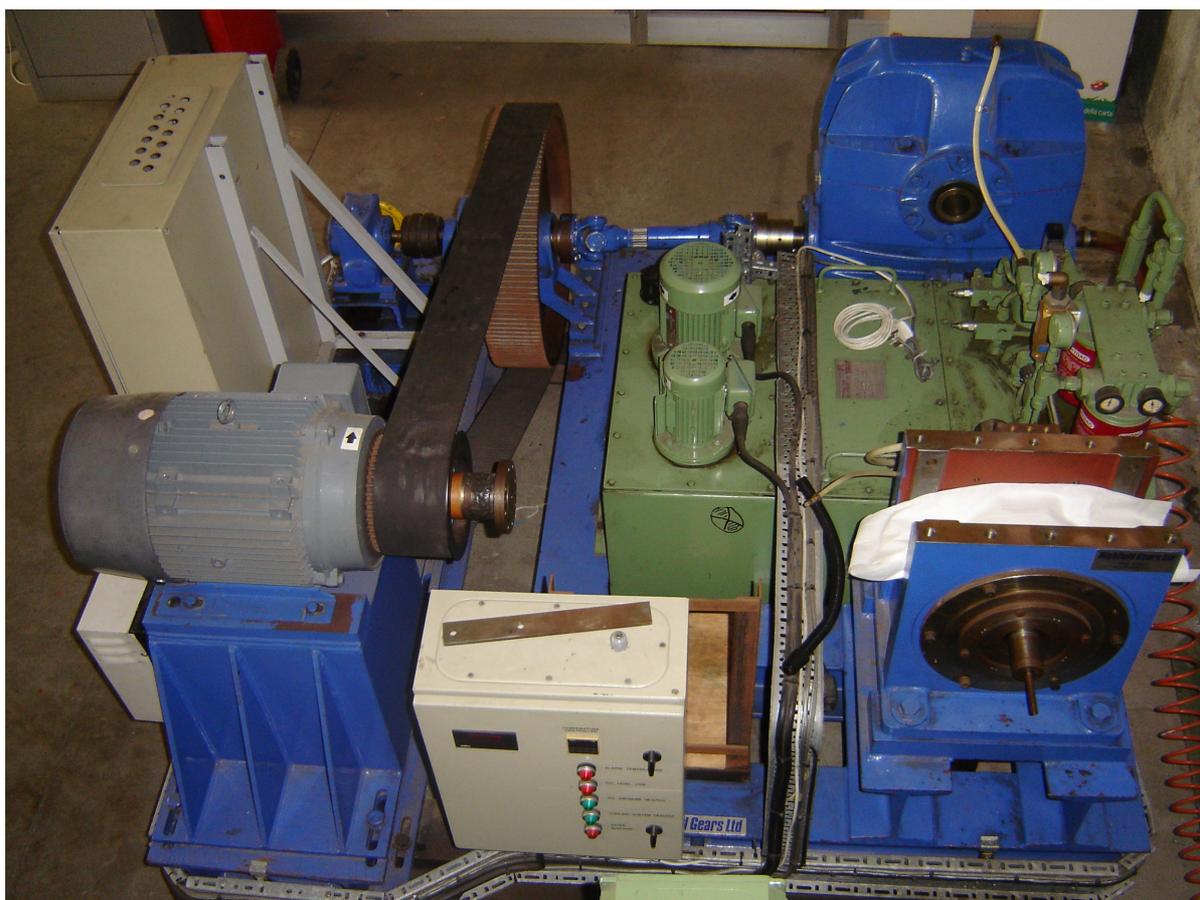
funzionamento dell'ingranaggio durante la sua vita operativa. È ad esempio fondamentale sapere come il procedere dell'usura si riflette sulle caratteristiche cinematico-meccaniche dell'ingranaggio stesso.

## *Capitolo 3: Messa in opera e sicurezza*

#### *3.1 Stato iniziale della macchina*

Inizialmente la macchina si presentava in condizioni tali da non consentirne l'esercizio in sicurezza. Mancavano inoltre diversi particolari sia di strumentazione sia meccanici necessari al corretto funzionamento. In particolare:

- sono andati perduti i costosi trasduttori di posizione inizialmente presenti sulla vite e sulla ruota necessari a tenere sotto controllo l'errore di trasmissione dell'ingranaggio.
- Mancavano sia gli spessori di registro della sezione di prova sia la bulloneria di collegamento.



*Foto 15: stato iniziale del banco Worm Rig*

### 3.1 Stato iniziale della macchina

La foto nella figura seguente dà un'idea dello stato iniziale in cui si trovava la macchina.

Per quanto riguarda i vari impianti del banco:

➤ **L'impianto elettrico** si presentava fuori norma, privo di una documentazione che consentisse di capire le funzioni e le logiche che realizzavano i vari circuiti in esso presenti. Il banco, come già detto sopra era stato pensato per lavorare comandato dall'esterno, e solo in un secondo momento sono stati aggiunti i quadri elettrici per renderlo autonomo. I quadri elettrici erano due, uno delegato al comando e uno delegato al controllo dei vari parametri. Il secondo quadro presentava il controllore di temperatura, il multimetro per il controllo del ponte estensimetrico e qualche spia. All'atto dello smontaggio la condizione dei cablaggi e l'arrangiamento delle logiche di controllo si è rivelato non buono. Tutti i cablaggi erano privi di numeri di identificazione e di capicorda, vi erano vari ponticelli mal fermi, varie logiche di controllo erano escluse e vi era ampia ridondanza di fili e connettori, tipica situazione che testimonia interventi stratificati e successivi, privi di una visione organica. Tre fusibili risultavano inoltre inefficienti: due di essi posizionati sull'interruttore generale e un altro nei portafusibili accanto al trasformatore di bassa tensione. Al contrario la parte di potenza dell'impianto elettrico non ha messo in luce particolari problemi, se non per via che tutti i cavi erano di colore rosso, fatto che non rende facilmente distinguibili le varie linee. In ogni caso tutte le apparecchiature presenti sulla macchina risultano funzionanti e manualmente azionabili, per cui si è deciso di non procedere alla ricablatura del detto impianto di potenza. Visibile nella foto a pagina successiva lo stato in cui si presentava il quadro elettrico di comando prima dell'intervento.

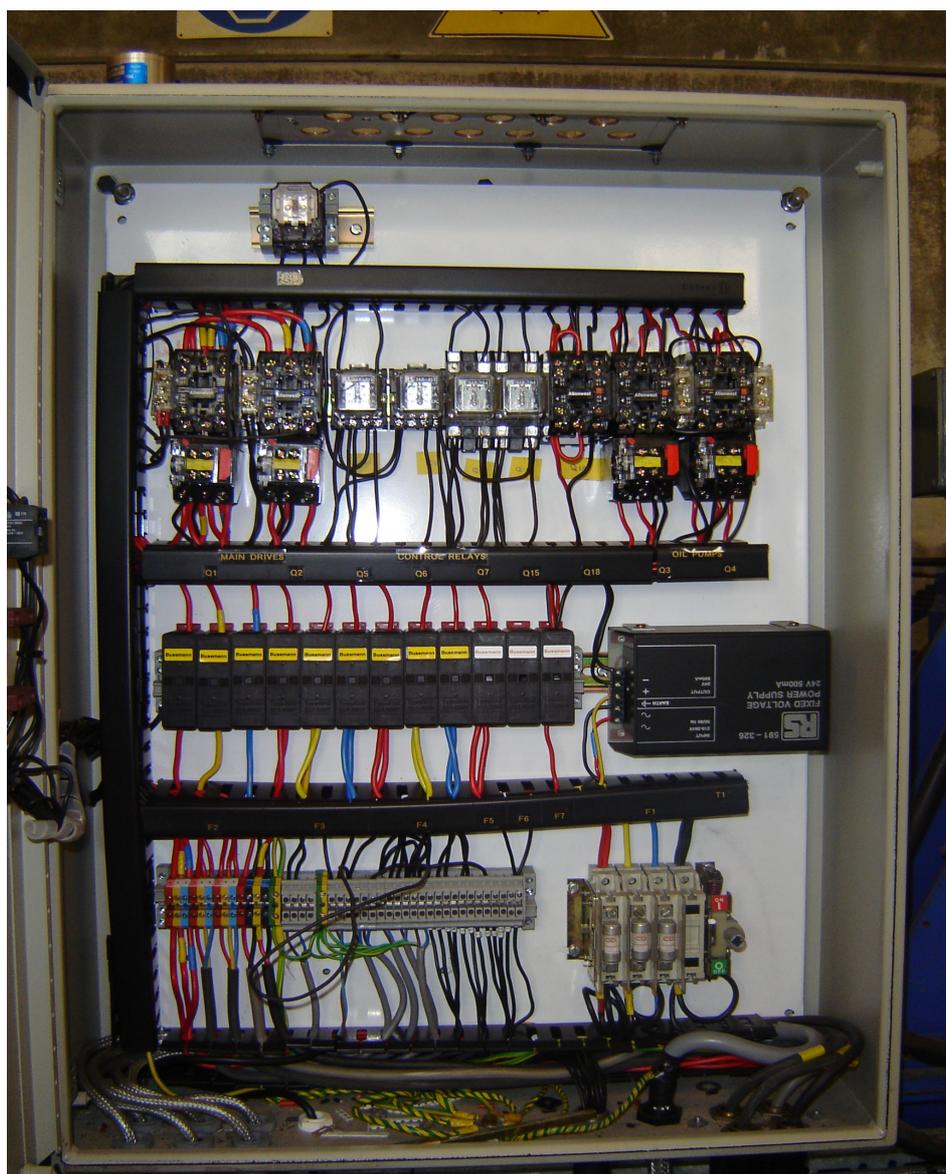
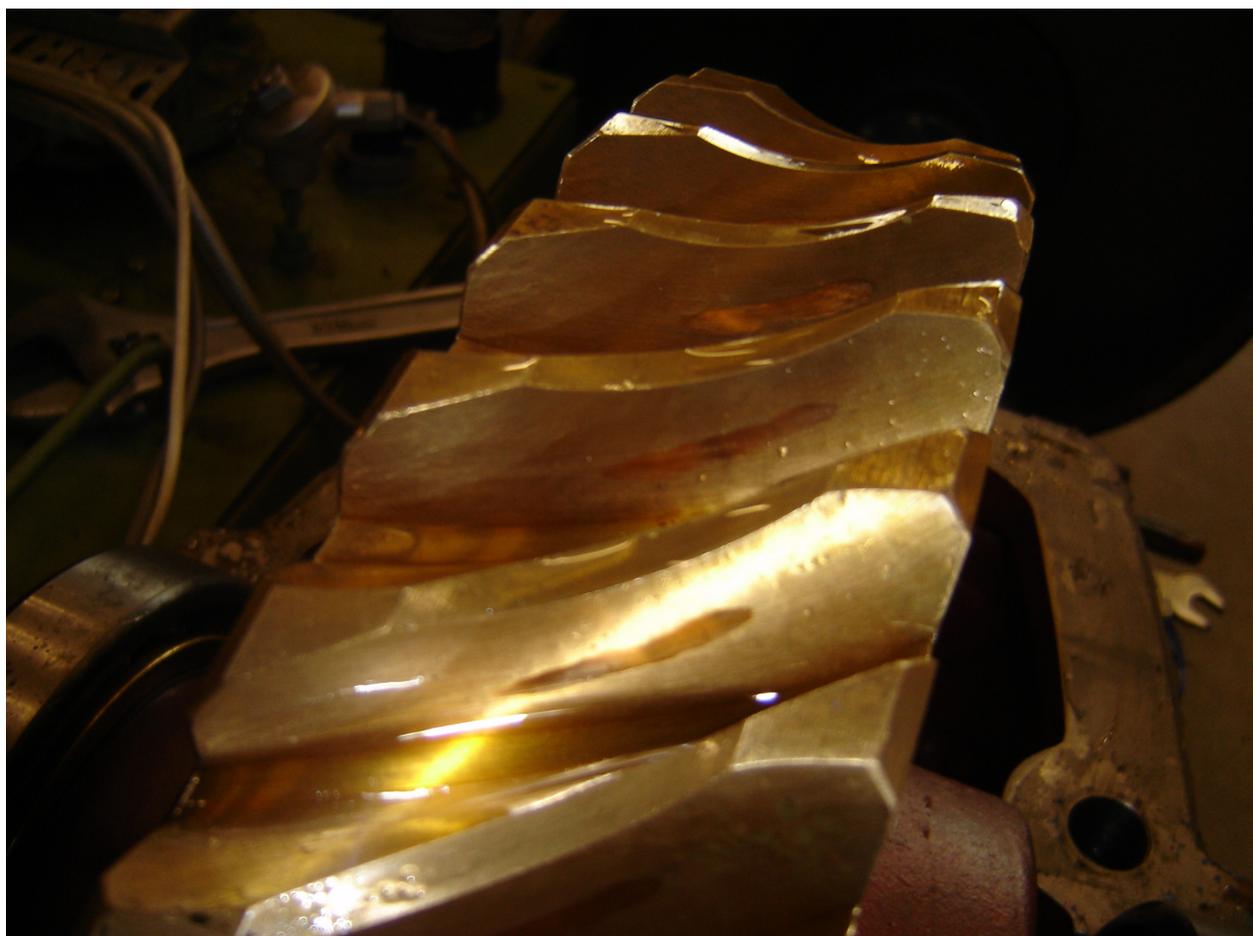


Foto 16: quadro elettrico di comando prima dell'intervento

➤L'**impianto idraulico** non presentava particolari problemi, eccezion fatta per la taratura delle valvole di controllo della pressione. Nel serbatoio non era presente olio, che quindi è stato rimesso. Nonostante non si sia intervenuti se non marginalmente su questo impianto ci sono su di esso grandi margini di miglioramento, soprattutto per quanto riguarda la parte termodinamica di esso(si veda il paragrafo 8.5)

### 3.1 Stato iniziale della macchina

➤La **parte cinematico-meccanica** era sostanzialmente in ordine, il banco ha girato molto poco nella sua vita. Questo fatto è verificabile tramite l'ispezione della scatola di rinvio, tramite l'analisi visiva del contatto tra vite e ruota. L'usura è praticamente nulla, neppure rilevabile al tatto. Si veda l'immagine successiva.



*Foto 17: Impronta sulla ruota della scatola di rinvio*

Sarà necessario prima di spingere il banco a elevati valori del carico di prova portare a termine il rodaggio per poter garantire lunga vita operativa e buone condizioni di funzionamento. Anche i giunti cardanici di collegamento erano in ordine vista l'assenza di gioco sulle crociere e sugli scanalati.

### *3.2 Analisi dei rischi*

Al fine di poter lavorare col banco in sicurezza si è effettuata l'analisi dei rischi connessa con l'uso. Come da normativa si sono analizzate le varie categorie di rischio, assegnando a ciascuna di esse una probabilità e un grado di severità del pericolo, con punteggio da 1 a 3 (basso, medio, alto). Si è infine costruita la tabella dei rischi, e intervenuto sulla macchina per risolvere queste criticità.

#### *3.2.1 Rischio meccanico*

Il più rilevante dei rischi esaminati, ha un livello di pericolosità elevato, soprattutto a causa della grossa cinghia dentata non coperta. Essa presenta essenzialmente due tipi di pericolosità associate. La prima è quella legata ad un eventuale strappamento della stessa e proiezione nelle aree adiacenti al banco: i danni provocabili alle persone non dovrebbero essere estremamente gravi visto che la velocità periferica della cinghia stessa non è elevata (nell'ordine della decina di metri al secondo). Altra e più severa pericolosità associata è quella relativa al trascinamento e schiacciamento di arti o vestiti nell'accoppiamento puleggia-cinghia. Anche nel caso del trascinamento dei soli vestiti risulta impossibile liberarsi e la grande inerzia degli organi in movimento lascerebbe poco scampo all'operatore che incorresse in questo infortunio. Altre pericolosità di entità minore sono associate alla presenza degli alberi cardanici e all'albero liscio di trasmissione tra sezione di prova e scatola di rinvio. La probabilità che un evento del tipo si verifichi è pure elevata, poiché trattandosi di apparecchiature di prova è normale aspettarsi che vi stazionino attorno tecnici e studenti, impegnati in continue rilevazioni e aggiustamenti. Si è assegnato punteggio massimo al livello di pericolosità e alla probabilità che si verifichi un incidente.

- Livello di pericolosità: 3 (alto)
- probabilità di incidente: 3 (alta)

### 3.2.2 *Rischio termico-chimico*

Il banco contiene al suo interno circa 170 litri d'olio che possono essere scaldati fino a temperature abbastanza elevate (superiori, almeno in linea teorica ai 100°C). L'aggressività chimica dell'olio non è elevata, ma ad alta temperatura si ha rilascio di fumi e vapori, che alla lunga possono procurare danni alle persone che si trovino a lavorare in ambienti adiacenti al banco. La probabilità invece che si abbia fuoriuscita di olio caldo è molto bassa e non critica. Il serbatoio (non pressurizzato) è realizzato per saldatura e posizionato in basso. Se ci fosse una fuoriuscita di olio questo finirebbe a terra, e con un normale paio di scarpe antinfortunistiche è possibile proteggersi in modo efficace. Le tubazioni dell'olio in pressione all'esterno del serbatoio sono realizzate in acciaio, e la probabilità di una rottura con proiezione di getti di olio caldo è molto bassa. Parti calde del serbatoio esposte e raggiungibili sono presenti, ma si tratta di pareti verticali, che danno la possibilità di ritirare velocemente un arto che vi venga a contatto. Le lesioni provocabili ad un operatore che si trovasse nelle vicinanze sono sicuramente reversibili e guaribili in pochi giorni.

Sarebbe comunque opportuno attrezzare l'ambiente di lavoro con opportune cappe aspiranti per eliminare i vapori d'olio formantisi in esercizio

- Livello di pericolosità: 1 (basso)
- probabilità di incidente: 2 (media)

### 3.2.3 Rischio elettrico

Sul banco vi sono diversi cavi utili a trasportare potenza e segnali. Se non vi sono manomissioni intenzionali non è possibile venire a contatto con parti sotto tensione, ne' dovuta ad accumulo di cariche elettrostatiche poiché la macchina dispone di collegamento a terra, ne dovute a collegamento alla rete, infatti tutti i conduttori non isolati sono disposti dentro opportuni quadri elettrici, e quelli esterni sono isolati opportunamente.

- Livello di pericolosità: 1 (basso)
- probabilità di incidente: 1 (bassa)

### 3.2.4 Rischio d'incendio

Essendoci olio nel banco esiste anche un rischio relativo all'incendio di questo. Tuttavia le temperature raggiunte non sono sufficienti a innescare una combustione. In ogni caso l'ambiente di lavoro è attrezzato con estintore a polvere che consente di intervenire in caso di bisogno. Essendo questa una problematica relativa all'ambiente di lavoro non è stata considerata nella seguente tabella dei rischi.

### 3.2.5 Tabella dei rischi

Alla luce delle considerazioni fatte sopra segue la tabella dei rischi, molto semplificata nel nostro caso ma comunque utile a evidenziare alcuni importanti aspetti dell'esercizio in sicurezza.

### 3.2 Analisi dei rischi

Categoria pericolosità	Probabilità incidente	Livello pericolosità	Rischio associato
R. meccanico	3	3	9
R. termochimico	1	2	2
R. elettrico	1	1	2

*Tabella 1: rischi*

Si è deciso di intervenire sulla macchina. Il prossimo capitolo descrive gli interventi di ripristino e messa in sicurezza effettuati.

## *Capitolo 4: Interventi sul banco prova*

## *4.1 Introduzione*

Alla luce delle problematiche emerse in sede di ispezione e di analisi della macchina si è deciso di effettuare un piano di interventi utile a ripristinare l'utilizzabilità della macchina in sicurezza. Gli interventi hanno riguardato la macchina nel suo complesso, la suddivisione effettuata sotto per impianti è fatta solo per chiarezza di esposizione. La filosofia che ha guidato il modo di procedere, almeno nell'intenzione dello scrivente è stata quella di far funzionare in sicurezza la macchina, con una serie di interventi non disgiunti gli uni dagli altri.

## *4.2 Impianto elettrico*

### *4.2.1 Descrizione*

Visto lo stato della parte elettrica si è deciso di ricablare completamente la parte di controllo del pannello elettrico. Si sono assegnati colori e numeri ai fili di modo da consentirne una rapida identificazione se ci sarà da intervenire nuovamente in futuro. La parte di potenza è stata lasciata invariata, visto che tutti gli apparati provati singolarmente hanno dato prova di funzionare.

L'impianto di potenza tramite l'uso di 5 contattori aziona il motore principale, in senso orario e antiorario, la resistenza di riscaldamento dell'olio e le due pompe dell'olio. Aziona inoltre la saracinesca dell'acqua per il raffreddamento in caso di eccessiva temperatura dell'olio. L'azionamento del motore principale è mediato dalla presenza del soft-start, un apparato elettrico che consente un avviamento del motore dolce, invece che istantaneo come succederebbe collegandolo direttamente alle linee di potenza.

L'impianto di controllo utilizza sia tensione a 220 volt che tensione a 24 volt per alimentare le varie bobine di attivazione e teleruttori magnetici. Benché questa scelta non sia ottimale, e che le moderne normative prevedano che gli impianti di controllo siano in bassa tensione in questa fase si è deciso di limitarsi alla ricostruzione dei principali circuiti di controllo/attivazione.

### 4.2.2 Implementazione delle logiche

Tutte le logiche di controllo sono implementate nell'impianto elettrico, la cosa è realizzata inserendo degli interruttori sulle linee di alimentazione dei contattori che alimentano i vari sistemi.

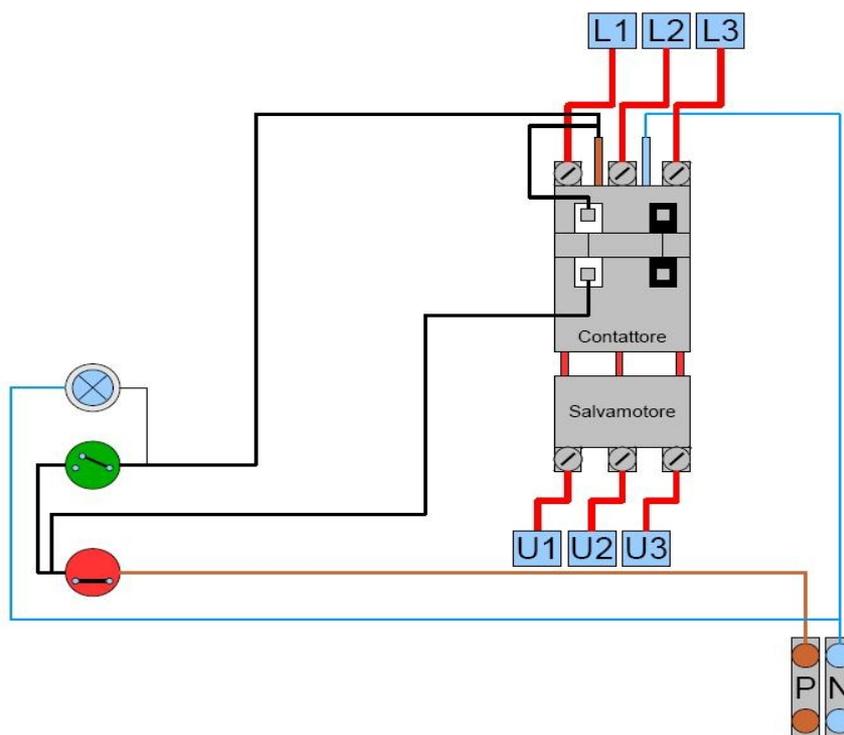
Prima di descrivere nel dettaglio il circuito elettrico realizzato sul pannello darò alcune indicazioni generali in merito alla costruzione di circuiti di autoritenzione per contattori elettromagnetici. Di norma i circuiti di attivazione a pulsanti presentano i seguenti elementi:

- un pulsante (di colore verde o di colore nero) di attivazione della bobina
- un pulsante rosso di spegnimento
- una lampada spia che indica l'inserimento del componente facente capo a quel circuito
- un contattore elettromagnetico dotato di almeno un interruttore ausiliario, chiuso quando il contattore è attivato
- interruttori implementazione di logiche di controllo/esclusione

Ci si riferisca alla figura 18. Il pulsante verde è un interruttore normalmente aperto, il pulsante rosso un interruttore normalmente chiuso. I contatti in alto nella bobina di ritenzione sono le alimentazioni della bobina stessa. Il meccanismo di auto ritenzione funziona nel seguente modo: si immagina di avere il ramo marrone del circuito sotto tensione. Premendo l'interruttore verde viene alimentata la bobina di ritenzione e le linee di alimentazione vengono chiuse sui

## 4.2 Impianto elettrico

carichi. Lo stesso succede per l'interruttore bianco presente sulla bobina stessa, che si chiude e prendendo la tensione da valle del pulsante rosso continua ad alimentare la bobina anche una volta che venga rilasciato il pulsante verde. Lo spegnimento avviene premendo il pulsante rosso, e interrompendo la linea di alimentazione della bobina. Questo arrangiamento delle cose consente di inserire facilmente delle logiche di esclusione per un particolare componente. Esse vengono di norma implementate sotto forma di interruttori che aprono il circuito di alimentazione della bobina, a monte del pulsante rosso. Se una qualche condizione rilevata da un sensore esce dai normali inviluppi che consentono il funzionamento in sicurezza di un dato apparato si fa in modo che venga interrotta l'alimentazione della bobina (filo marrone nello schema) e così viene automaticamente escluso quel determinato apparato divenuto critico.



*Schema 18: schema di collegamento di un contattore controllato, con meccanismo di auto ritenzione*

### 4.2.3 Apparati e sistemi controllati

L'impianto elettrico aziona essenzialmente 5 utilizzatori/controlli e riceve vari segnali da altrettanti trasduttori collocati sulla macchina. Come già in parte detto sopra gli utilizzatori/controllori azionati sono i seguenti:

- motore principale dell'anello cinematico
- motori delle pompe(2)
- resistenza di riscaldamento dell'olio
- elettrovalvola di raffreddamento dell'olio

E riceve segnali dai seguenti trasduttori:

- indicatore di livello olio, interruttore normalmente aperto che si chiude se il livello olio supera il minimo oltre il quale il funzionamento della macchina è considerato sicuro
- termocoppia per temperatura olio, tramite il controllore di temperatura viene mantenuta sotto controllo la temperatura dell'olio, e viene generato un segnale di allarme se il valore di temperatura attuale esce dall'intervallo impostato, settabile dall'utente nell'intorno dell'intervallo di funzionamento.
- due trasduttori di pressione sulla linea di adduzione dell'olio, di cui uno di soglia minima, costituito da un interruttore che rimane aperto fintanto che la pressione dell'olio non supera un certo valore, e l'altro che invece risulta normalmente chiuso e si apre quando la pressione dell'olio supera nel circuito di adduzione un valore di massimo. Collegando in serie i due trasduttori si costruisce un circuito che è chiuso in un intervallo di pressioni settabile dall'utente.
- indicatore di flusso olio sulla scatola test , interruttore che si chiude quando il flusso di olio supera un valore di soglia impostabile dall'utente
- trasduttore di pressione che indica il bloccaggio del filtro olio

- microinterruttore di portella posteriore aperta

Queste logiche sono posizionate sull'impianto elettrico in modo tale da escludere impianti che diventino critici in certe condizioni. Vedremo ora come gli impianti sono controllati e protetti.

### *4.2.4 Pompe olio*

Le due pompe dell'olio(mandata e ricircolo) sono sottoposte all'allarme del controllo di temperatura: Il segnale di allarme generato dal controllore accende la spia presente sul quadro e aziona il teleruttore magnetico n.2 (fare riferimento allo schema elettrico allegato). Sono inoltre sottoposte alla presenza di un minimo livello di olio nel serbatoio. L'indicatore di livello infatti oltre ad accendere la corrispondente spia presente sul quadro agendo sul teleruttore magnetico numero x inibisce l'alimentazione dei contattori magnetici che azionano le pompe. Queste, inizialmente azionabili solo insieme con unico pulsante, sono state rese azionabili separatamente.

### *4.2.5 Resistenza riscaldamento olio e elettrovalvola di raffreddamento*

Sono controllate dal controllore di temperatura senza meccanismo di autoritenzione.

### *4.2.6 Motore anello cinematico*

Il motore principale come ci sarebbe da aspettarsi è quello sottoposto al numero maggiore di controlli. Il segnale di alimentazione a monte dei pulsanti di avviamento (filo 6 marrone) è sottoposto alla presenza certe condizioni: una serie di interruttori normalmente chiusi/normalmente aperti interrompono il circuito se ciascuna delle seguenti condizioni non è verificata:

## 4.2 Impianto elettrico

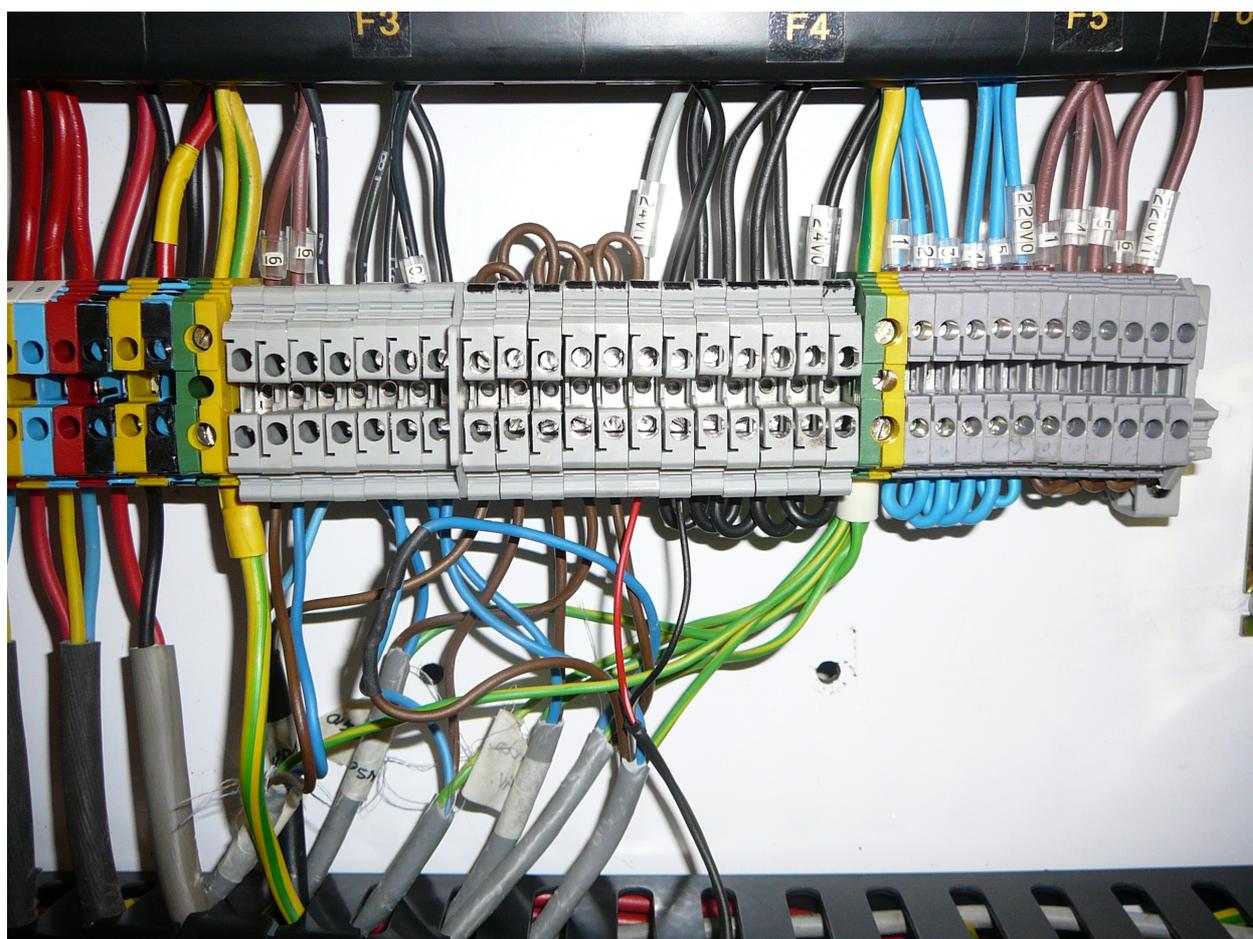
- azionamento delle bobine delle pompe dell'olio, e salvamotore delle pompe disattivo: Le pompe dell'olio devono essere accese e funzionanti, non è sufficiente controllare che i contattori siano in posizione chiusa, ma è necessario pure che i salvamotori presenti al di sotto delle bobine siano disattivati. I controlli sono ovviamente posti in serie.
- Pressione dell'olio compresa nell'intervallo prestabilito Questa logica è controllata dai due trasduttori di pressione montati sulla linea di adduzione dell'olio rammentati sopra
- flusso dell'olio sulla scatola di test superiore al valore minimo di soglia: serve a poco avere la pressione dell'olio se magari a causa di una occlusione l'olio non arriva poi dove deve arrivare.
- Chiusura della portella posteriore(l'unica apribile manualmente senza l'ausilio di attrezzature). Anche questa logica di controllo è stata aggiunta non essendoci in origine la gabbia di protezione
- Fungo di arresto di emergenza

A valle del cavo di alimentazione dei pulsanti di avviamento vi è inoltre la presenza di logiche che controllano il disinserimento del contattore di avviamento in senso opposto a quello nel quale si voglia avviare il motore: se si vuole azionare il motore in senso orario è necessario che sia disinserita la bobina di avviamento in senso antiorario, pena la creazione di un corto circuito.

Si può notare che molte delle logiche sono ridondanti, e possono a prima vista sembrare inutili, basti pensare al fatto che se le pompe non girano è chiaro che non vi è pressione nell'impianto, e quindi sembrerebbe inutile controllare anche questo parametro. Si deve però considerare che esiste una probabilità di guasto dei sensori/interruttori stessi, e che essendo il banco pensato per lavorare privo di controllo per lunghi periodi è necessario garantire affidabilità e soprattutto sicurezza. Se un controllo si rompe e perde la capacità di soddisfare la logica che

gestisce è necessario che un altro si sostituisca a lui e ne faccia le veci.

Si è ricostruito infine una documentazione completa per quanto riguarda l'impianto elettrico, sulla quale è possibile individuare i vari circuiti presenti



*Foto 19: Come si presenta la morsettiere dopo l'intervento*

### 4.2.7 Diagrammi di stato

La verifica delle logiche può essere effettuata mediante i diagrammi di stato. Per stati si intendono le possibili configurazioni di funzionamento del banco, e le azioni sono identificate da frecce che collegano i vari stati. Nei seguenti diagrammi si intende attivato l'interruttore

generale e il quadro sotto tensione. I controlli che influenzano gli stati sono i seguenti:

- livello olio
- allarme temperatura
- chiusura portella
- funzionamento pompa mandata
- funzionamento pompa ricircolo
- funzionamento motore senso antiorario
- funzionamento motore senso orario

Sui detti diagrammi si possono individuare le azioni che consentono il passaggio da uno stato all'altro. Si trovano in allegato alle tavole dell'impianto elettrico

### 4.3 Gabbia di protezione

Si è proceduto alla costruzione di una gabbia di protezione in grado di garantire separazione tra le parti meccaniche e gli operatori. Si è cercato di garantire la massima sicurezza in esercizio, cercando altresì di non inficiare la facilità di accesso e la manutenibilità degli organi componenti la macchina. Trattandosi infatti di apparati più o meno sperimentali c'è da aspettarsi che nell'ambito della loro vita operativa vengano effettuati molti interventi di messa a punto, sostituzione di parti, verifiche di efficienza ecc...

La funzione della gabbia è inoltre quella di contenimento degli organi meccanici in caso di rottura. Benché la probabilità di rottura e di proiezione delle parti meccaniche in movimento, sia estremamente bassa è necessario che in caso essa avvenga sia garantita la sicurezza degli operatori che si trovino a lavorare nelle immediate vicinanze della macchina stessa.

La gabbia realizzata presenta 6 portelle apribili, una senza bloccaggio dotata di

### 4.3 Gabbia di protezione

microinterruttore che interdice l'alimentazione del motore principale del banco, e le altre invece bloccabili con l'ausilio di 6 dadi. Si veda la foto sotto: così essa si presenta in posizione di tutto-chiuso.



*Foto 20: gabbia completa smontata dalla macchina. Portelle laterali bloccate in questa posizione*

La portella superiore, bloccabile in posizione per mezzo di due dadi situati vicino alla maniglia di apertura blocca anche le due portelle laterali, che risultano smontabili solo nel caso che la superiore sia aperta. Particolare cura è stata riservata a questo aspetto, cioè alla rapidità di montaggio/smontaggio delle parti.

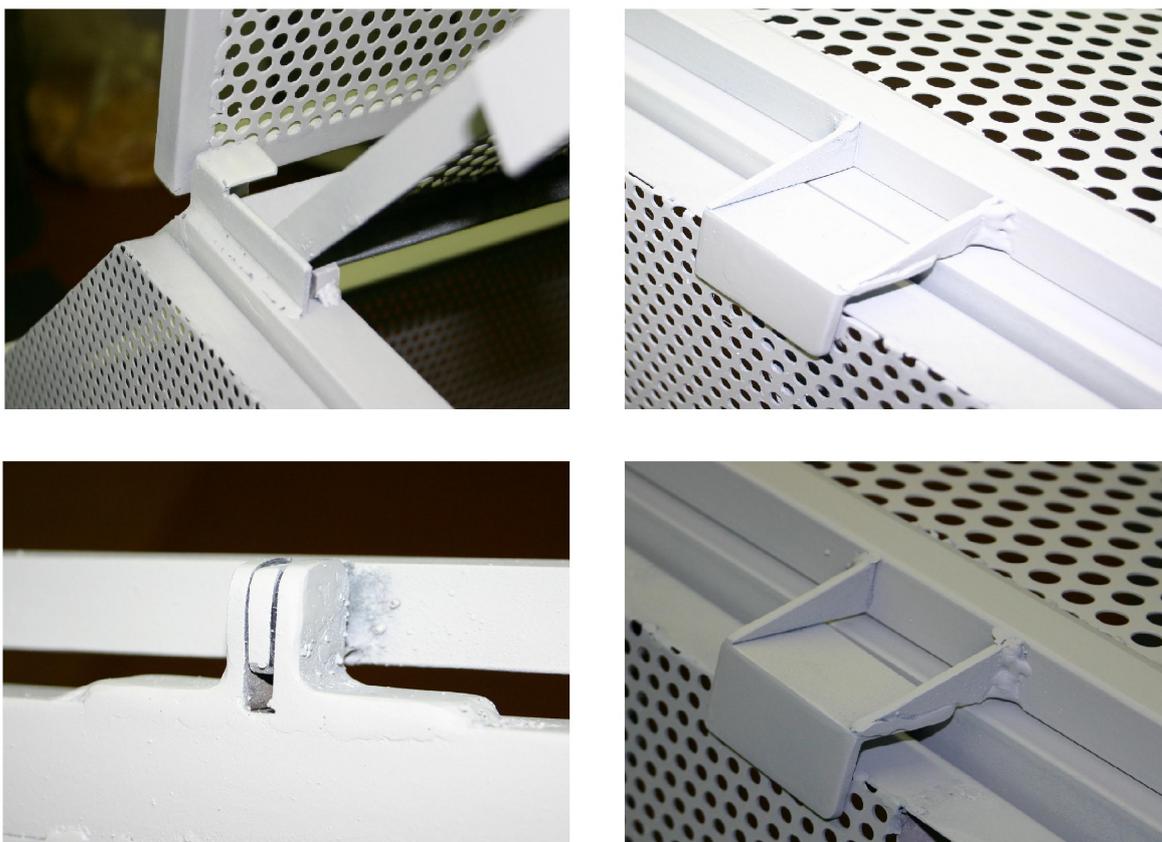
Così invece si presenta la gabbia in posizione di tutto aperto:



*Foto 21: Gabbia di protezione con le portelle superiori aperte: in questa posizione sono estraibili le portelle laterali*

Il bloccaggio delle portelle laterali avviene per mezzo di quattro ganci situati sulla portella superiore. A portella superiore bloccata essi bloccano le laterali. Si vedano i particolari.

## 4.4 Interventi sulla strumentazione



*Foto 22: Particolari costruttivi della gabbia di protezione*

### 4.4 Interventi sulla strumentazione

#### 4.4.1 Controllore di temperatura

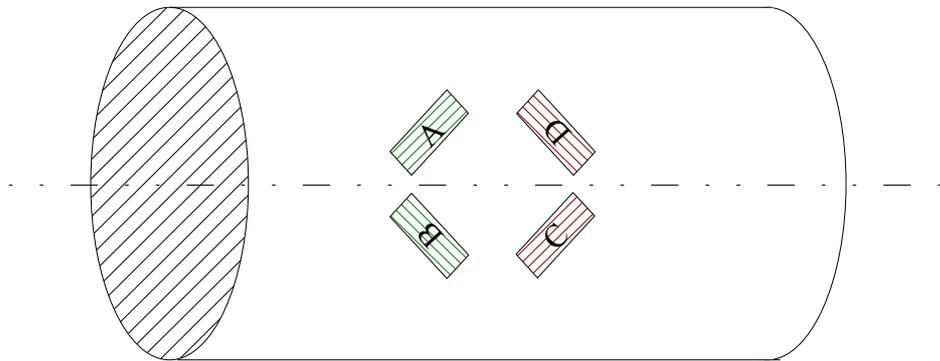
Si è verificata la giustezza delle indicazioni date dal controllore di temperatura incrociandole con quelle fornite da un termometro a infrarossi. In sede di collaudo si è verificata la funzionalità di allarme temperatura e di intervallo di mantenimento. Tutti i controlli hanno dato esito positivo.

#### 4.4.2 Taratura del ponte estensimetrico sull'albero lento

Il sistema di monitoraggio del carico sul banco fa uso di un ponte estensimetrico montato

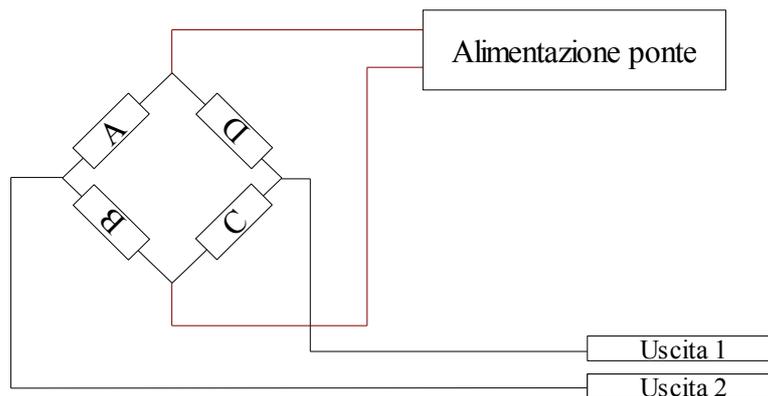
sull'albero di trasmissione tra ruote test e slave. I componenti che permettono la captazione e l'elaborazione dei segnali sono i seguenti:

- ponte estensimetrico: costituito da 4 estensimetri disposti in direzione delle tensioni principali e posizionati in modo tale da non leggere tensioni dovute alla flessione. Si veda lo schema sotto:



*Disegno 1: arrangemento dei singoli estensimetri nel ponte*

Gli estensimetri contrassegnati dallo sfondo rosso e quelli a sfondo verde sono da considerarsi sui lati opposti dell'albero, di modo che l'effetto della flessione sia annullato. Si consideri infatti una flessione dell'albero: essa induce uno stato di deformazione, che se le perturbazioni sono piccole e in campo elastico è simmetrico in ogni punto dell'albero rispetto all'asse dell'albero stesso.



Disegno 2: Collegamento ponte di Wheatstone

Gli estensimetri non sono altro che resistenze ohmiche variabili, sensibili allo stato di deformazione che gli viene imposto. Alimentando il ponte sopra come descritto (differenza di potenziale costante sul circuito rosso) se non vi è tensione tutti gli estensimetri sono indeformati e presentano lo stesso valore di resistenza: questo implica che non esiste differenza di potenziale tra le due uscite. Se invece vi è torsione si sviluppa una deformazione che comprime una coppia di estensimetri (ad esempio la coppia A, C) ed estende l'altra (coppia B, D). Si ottiene così un sistema che genera un segnale in tensione proporzionale allo stato di tensione dell'albero.

- Un sistema che permette di portare il segnale generato fuori dall'albero di trasmissione, che come è ovvio ruota, e trascina nella sua rotazione il ponte estensimetrico. Nel nostro caso si tratta di un contatto ad anelli striscianti.
- Un indicatore digitale a quattro cifre che consente la lettura e la taratura del ponte estensimetrico, foto sotto.



*Foto 23: Indicatore digitale a quattro cifre*

*Foto 24: complessivo anelli striscianti per ponte estensimetrico e*



*staffette di bloccaggio*

#### 4.4 Interventi sulla strumentazione

Gli anelli striscianti erano smontati e diversi fili di collegamento degli estensimetri risultavano interrotti. Inoltre era totalmente assente un sistema di blocco della carcassa del complessivo contenete gli anelli striscianti. Si è dunque proceduto allo smontaggio dell'albero di trasmissione tra la scatola slave e quella di test, per controllo degli estensimetri e sostituzione dei fili che oramai risultavano essere troppo corti per riconnetterli al sistema di anelli striscianti. Si sono costruite due staffette in lamiera allo scopo di mantenere ben fermo il complessivo degli anelli. La foto sotto mostra come si presenta il complessivo a lavoro ultimato.

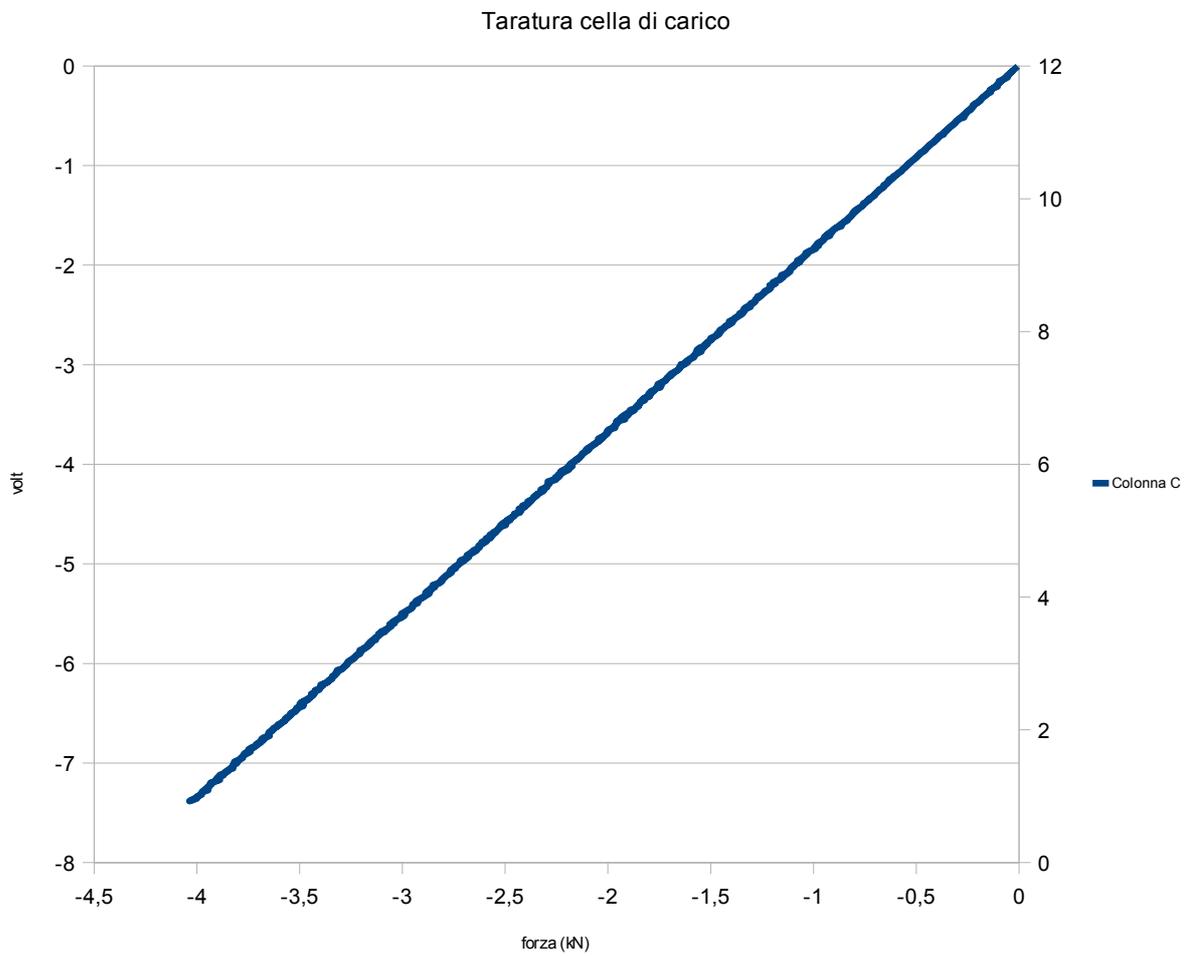
Si è dunque proceduto alla taratura del ponte estensimetrico. Per fare ciò abbiamo costruito una leva bloccabile sull'albero di trasmissione T-S, per mezzo dello stesso giunto cilindrico a interferenza in dotazione. È stato sufficiente sostituire tre viti di serraggio con altrettante di lunghezza maggiore e costruire una mezza flangia alla quale è poi stato unito il braccio. Si è preferito costruire un braccio smontabile piuttosto che uno intero per una più facile movimentazione e montaggio sulla macchina. Abbiamo poi costruito un tripode sul quale è possibile posizionare la cella di carico in maniera stabile e sicura, regolabile in altezza per poter posizionare il braccio in posizione orizzontale con buona precisione, riscontrabile per mezzo di livella da apporsi sul braccio stesso. La foto sotto fa vedere il modo di montare il braccio e la strumentazione utilizzata.

#### 4.4 Interventi sulla strumentazione



*Foto 25: Braccio di carico e strumentazione per la taratura del ponte estensimetrico*

La taratura del ponte estensimetrico è stata effettuata tramite l'aggiustamento del guadagno e dello zero del multimetro digitale della foto 23. A titolo di informazione si riporta qui sotto il grafico di taratura della cella di carico utilizzata. Il file di provenienza dei dati è disponibile nella documentazione allegata. La taratura è stata effettuata prima con carico crescente e poi decrescente. Si può notare come ci sia assenza di isteresi nel grafico sotto, essendo i due dati (almeno nel margine di risoluzione del grafico) sovrapposti.



*Schema 26: Taratura cella di carico*

Il ponte è stato tarato su una coppia di 100 daNm e verificato nei limiti -60 +125. La risposta si mantiene in un margine di errore di  $\pm 1$  daNm

*Capitolo 5: Geometria e cinematica dei  
campioni di prova*

## *5.1 Introduzione*

Fondamentale per un uso corretto di una apparecchiatura quale il banco prova su cui si sta lavorando è la conoscenza precisa delle dimensioni della scatola e delle ruote di prova.

Si sono effettuati una serie di rilievi dimensionali per giungere a ricostruire la geometria di questi elementi. Fatto questo si è generato un modello tridimensionale sia dei campioni che della sezione di prova utilizzando il software CATIA V5. Per quanto riguarda i campioni di prova si è poi verificata la geometria così ricostruita confrontando i modelli tridimensionali generati con dei rilievi delle stesse effettuati con scanner 3D utilizzando il software Geomagic studio 9. Nell'effettuare queste ricostruzioni abbiamo posto la nostra attenzione specialmente sui seguenti aspetti:

- correttezza dei rilievi dimensionali sui campioni di prova, in termini di passo, angolo di pressione, altezza del dente;
- posizionamento dei campioni sulla sezione di prova e misura delle distanze asse ruota-superficie di riscontro del carter e asse vite-superficie di riscontro del cappello. Tale rilevazione è utile a conoscere l'altezza dello spessore di base per il posizionamento degli stessi.(si veda il paragrafo 1.6 )

### *5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova*

#### *5.2.1 Rilievo e modellazione tridimensionale*

I metodi di rilievo utilizzati per ricostruire le dimensioni principali di vite e ruota sono stati abbastanza semplici. Si sono utilizzati in questa fase solo calibri metrici cinquantesimali, riservando una successiva verifica sulla correttezza dei rilievi.

Si è dunque proceduto al rilievo delle dimensioni della dentiera, effettuato sulla vite, fondamentale per la costruzione tridimensionale dei campioni di prova. Si è osservato che si trattava di vite del tipo ZA, cioè con sezione della vite uguale a quella della dentiera in un piano contenente l'asse della vite stessa. ZA indica un profilo a spirale di Archimede nella sezione normale, e questo perché essendo la retta generatrice del profilo incidente all'asse della vite, e muovendosi il punto di intersezione sull'asse di una distanza proporzionale all'angolo di rotazione compiuto piano contenente la retta generatrice e l'asse della vite la traccia della retta generatrice su un piano normale all'asse della vite risulta essere una spirale di Archimede (Paragrafo 1.3.3).

Per effettuare il rilievo del passo si è misurata la distanza tra punti omologhi del dente della vite distanti tra loro 5 spire (la vite è monoprincipio), rilevando una distanza totale di 104 mm. Il margine di errore sulla misura con calibro con nonio cinquantessimale se la misura è effettuata correttamente è affetta da un errore di  $\pm 1/50$  mm, considerando che la misura è stata fatta su base di truschino con supporti a x per vite e calibro si può ipotizzare una precisione (minima) di  $\pm 0.05$  mm.

Il passo, cioè la misurazione effettuata divisa per il numero di denti coinvolti, risulta essere pari a 26.25 mm, e la precisione con la quale questa misura è nota si attesta ragionevolmente

## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova

attorno a  $\pm 0.02\text{mm}$ . Per quanto riguarda l'angolo di inclinazione, visto che le possibilità sono limitate a 20 e 25 gradi non è stato difficile individuare lo standard. Si è proceduto misurando le restanti dimensioni con calibro ventesimale e andando a riportarle su un disegno CATIA in ambiente 2D, misurando l'angolo di pressione così ottenuto e scegliendo il valore più vicino tra quelli prima detti.

Le dimensioni della dentiera rilevate sono le seguenti:

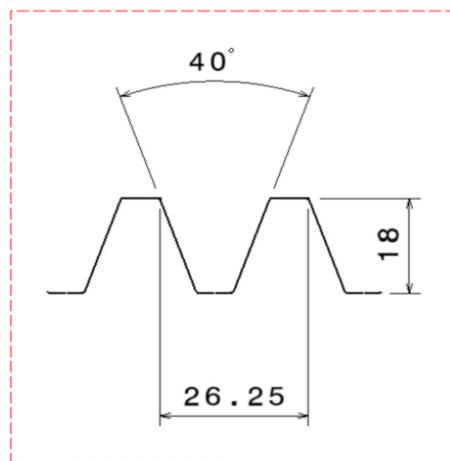


Figura 27: profilo dentiera

Meno importante risulta invece essere l'altezza del dente: il contatto si sviluppa infatti sui fianchi, e l'altezza del dente non ha incidenza sulla geometria di questi.

### 5.2.2 Modellazione della vite sul software CATIA V5

Per ottenere il risultato finale si è creato un volume guidato da curva tramite l'operatore di sweep, e poi lo si è sottratto da un pieno con operazione booleana. L'operatore di sweep, (parola inglese traducibile con *spazzata* in italiano) genera un volume a partire da un profilo piano e una curva sul quale esso si muove. Tale operatore risulterà fondamentale per la generazione

## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova

tridimensionale di questo tipo di ingranaggio. Vediamo come.

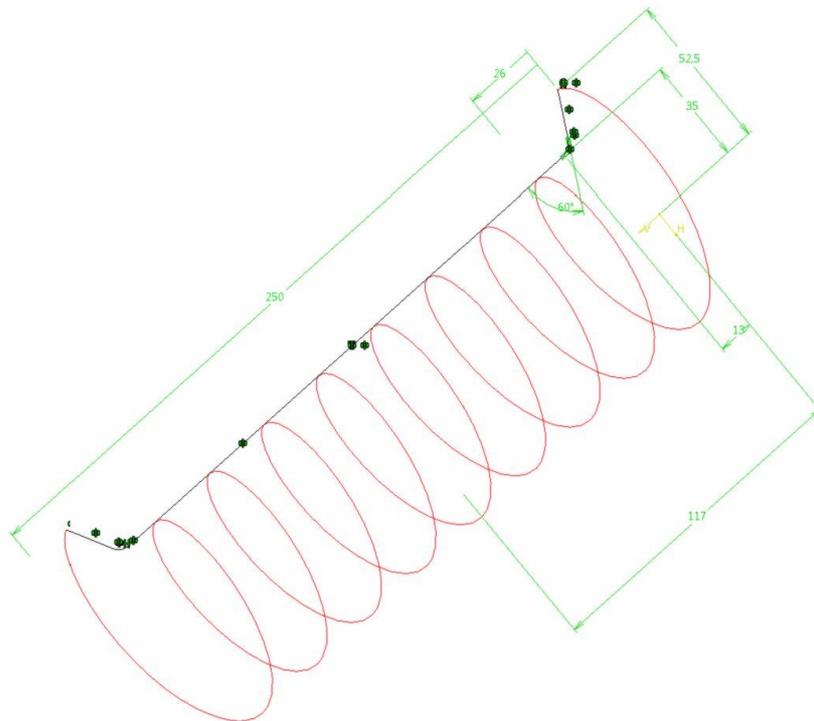
Per la generazione della vite si è proceduto nel seguente modo:

si è costruito l'asse della vite

➤ si è costruito il profilo di guida dell'elica. Si tratta di un'elica cilindrica solo nella parte centrale, necessariamente ai bordi si ha una uscita graduale del profilo che genera l'elica dal solido cilindrico dal quale è ricavata (si vedano le parti terminali del volume sottratto nella figura 30)

➤ fatto questo si è costruita l'elica di guida per il profilo (figura 28), generato il volume di sweep e sottratto dal solido di partenza.

Le immagini 28, 29, 30 mostrano alcuni passi fondamentali e il risultato finale del profilo della vite.



*Figura 28: profilo guida per la generazione della vite*

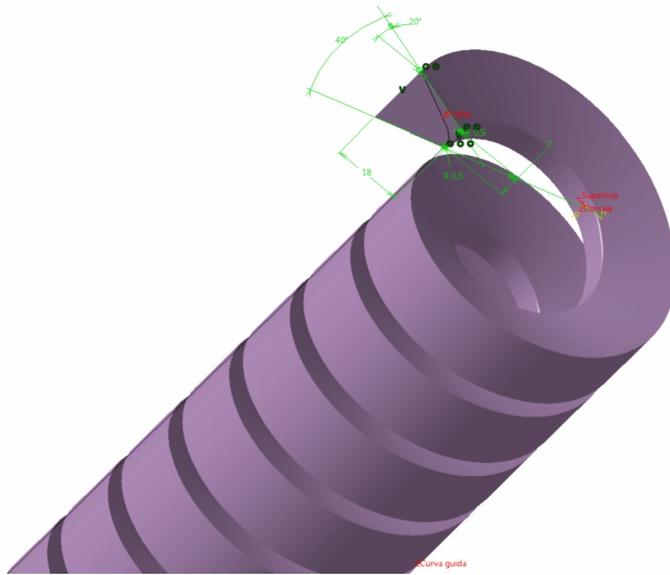


Figura 29: Volume di sweep sottratto

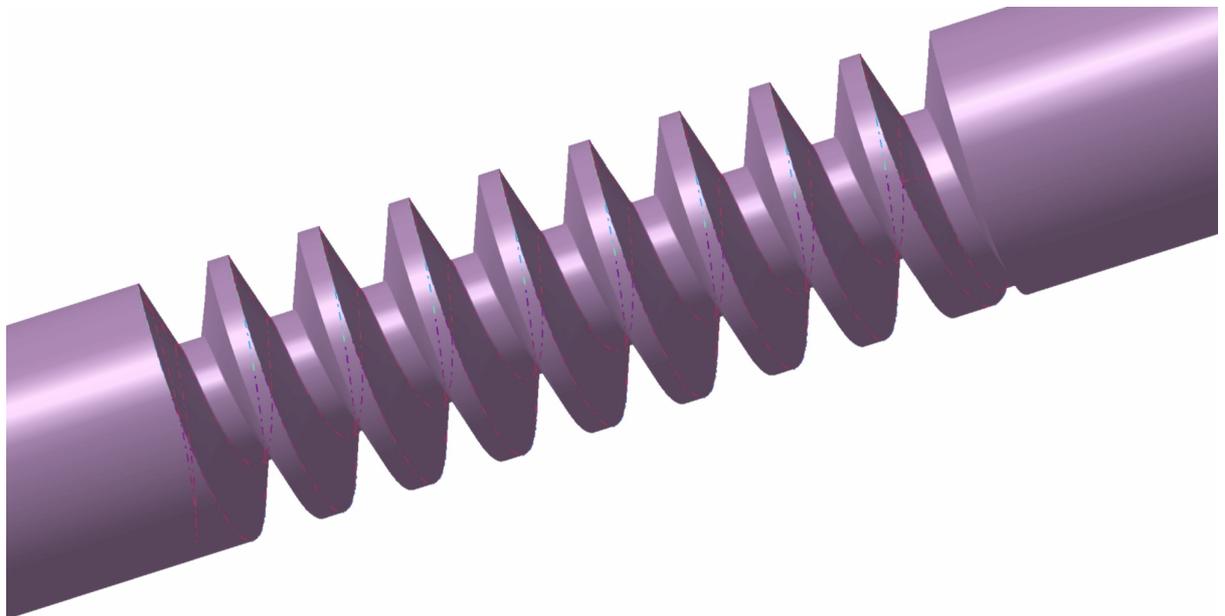


Figura 30: risultato finale vite e sweep del dente utilizzato per l'operazione booleana

5.2.3 Modellazione della ruota

Si è poi proceduto alla ricostruzione della ruota (la parte più difficile). Prima di descrivere il metodo utilizzato per riprodurre il profilo dei denti è utile spendere due parole a proposito della forma di questo. Analizziamo le sezioni della ruota staccate da un piano normale all'asse della ruota stessa a varie distanze dalla sezione di mezzeria.

È facile capire che la sezione di mezzeria della ruota è costituita da una serie di profili ad evolvente di cerchio, analoghi a quelli riscontrabili in ruote dentate cilindriche, perché la rotazione della vite non fa che riprodurre l'avanzamento della dentiera. Per le viti di tipo ZA questa sezione è proprio una dentiera a fianchi dritti, da qui la tesi.

La figura sotto fa vedere come varia la sezione al cambiare della posizione del piano dalla sezione di mezzeria.

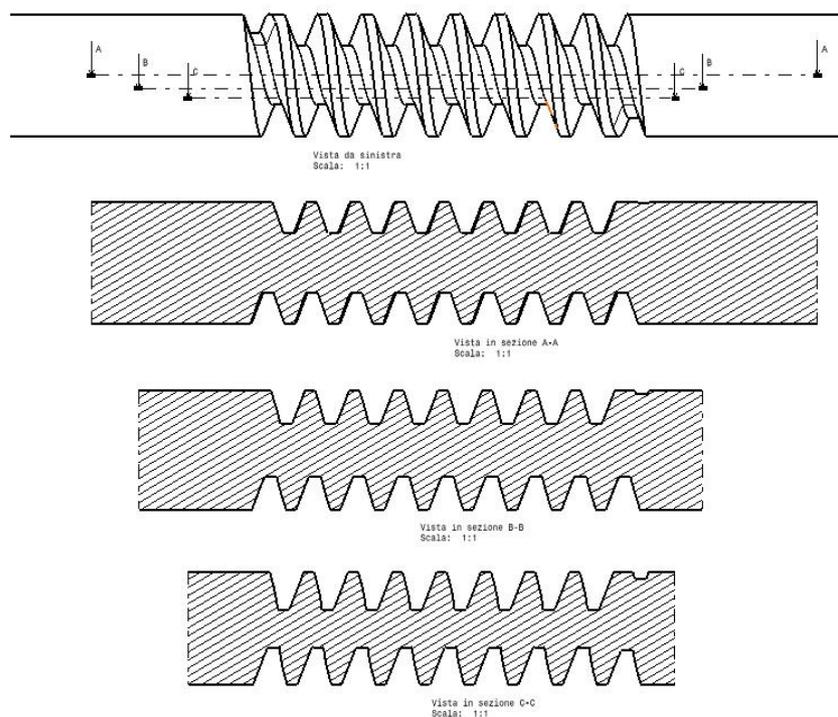


Figura 31: modo di variare del profilo della sezione staccata su piani paralleli a un piano contenente l'asse e variamente distanti da esso.

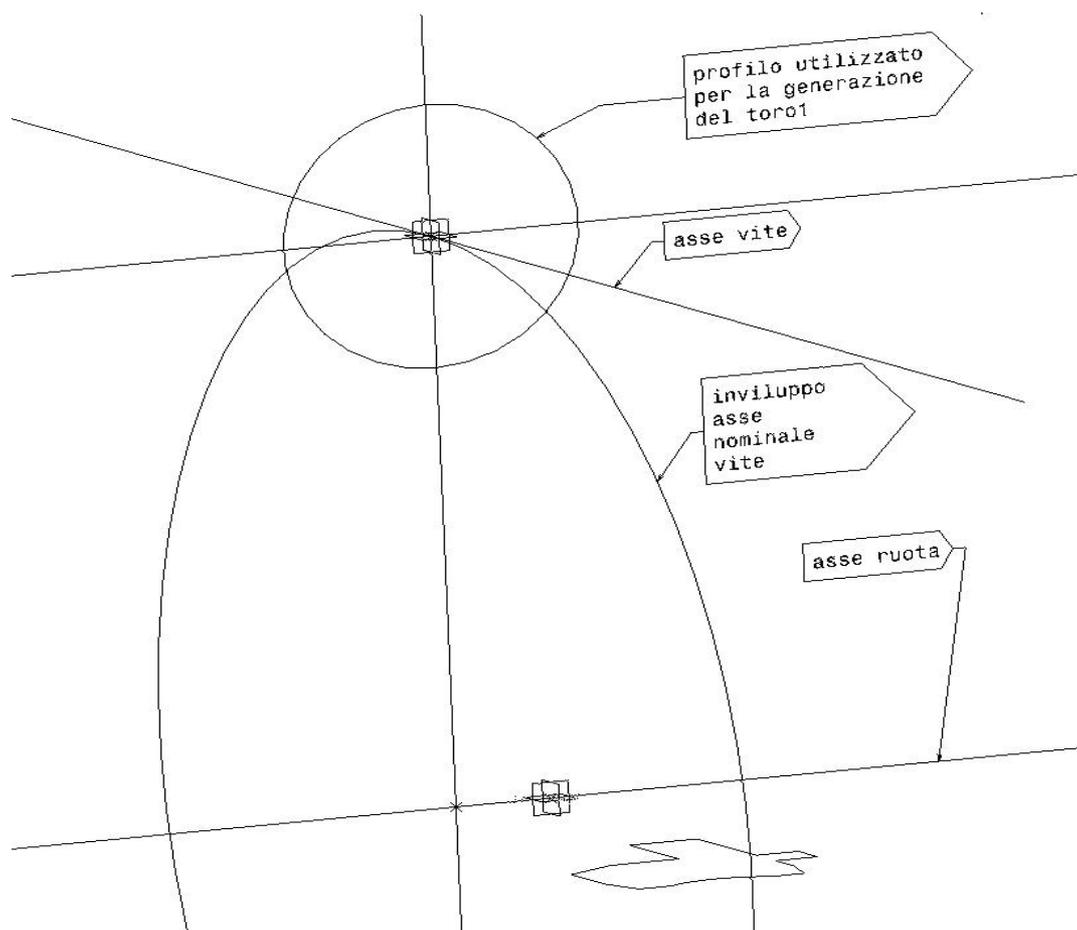
## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova

In realtà il profilo della ruota realizzato nelle varie sezioni sopra descritte non cambia molto, anche perché la larghezza della corona dentata che impegna nella vite non supera il diametro di nocciolo della vite stessa. Si tratta di differenze difficilmente visibili ad occhio nudo, ma volendo preparare la geometria per un futuro lavoro di simulazione del contatto è necessario averne una riproduzione quanto più accurata possibile, e non qualcosa che somigli soltanto ad essa. Le varie sezioni sulla ruota sono di fatto l'involuppo di dentiere a fianchi curvi, della forma di quelle visibili nella figura sopra. Il metodo utilizzato per generare il profilo della ruota è stato analogo a quello effettivamente usato nella realtà per costruire questo tipo di ruote. Si è proceduto seguendo il seguente schema logico:

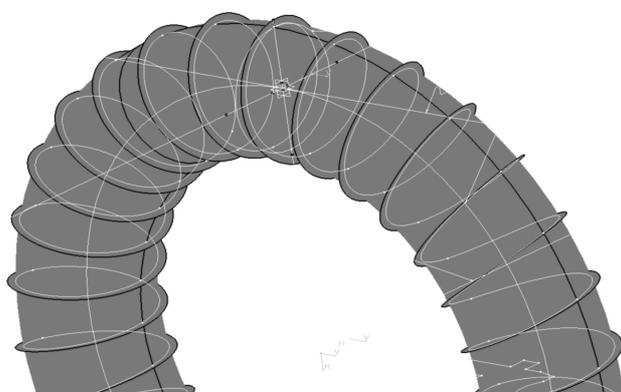
➤ si è generato un cerchio, involuppo delle posizioni dell'asse della vite in un sistema di riferimento solidale alla ruota. Il raggio di questo cerchio è l'interasse nominale tra i membri che costituiscono l'ingranaggio.

➤ Attorno a detto cerchio si è costruita un'elica, con un numero di spire pari al numero dei denti della ruota. Non essendoci una funzionalità per generare oggetti di questo tipo in CATIA lo si è fatto generando un toro ed intersecandolo con una superficie di sweep attorno all'involuppo dell'asse nominale sopra descritto. (si veda la figura sotto)

## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova



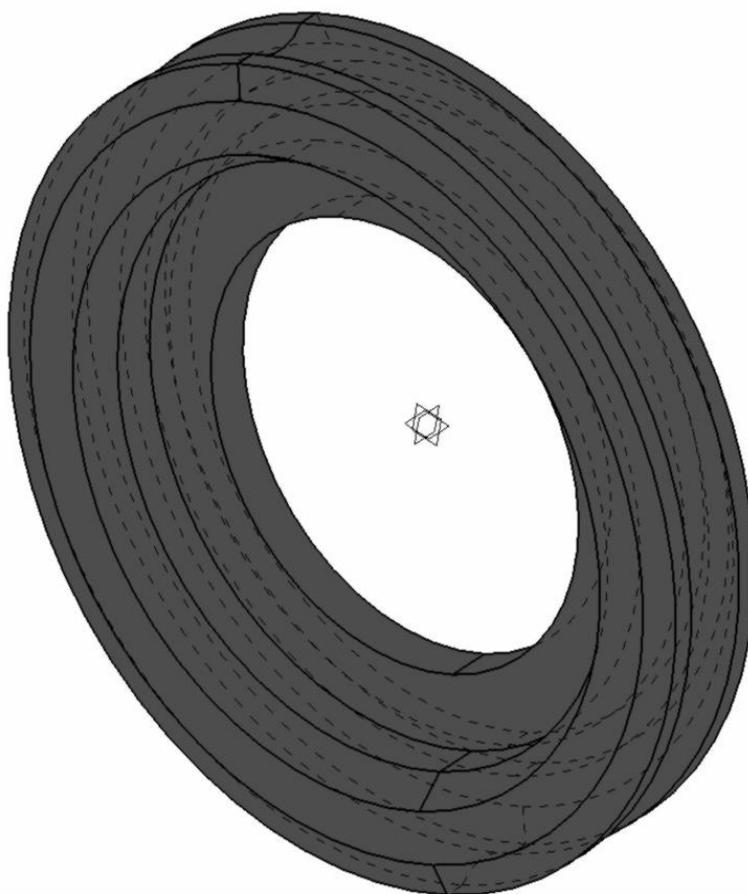
*Schema 32: primi oggetti per costruzione della ruota*



*Schema 33: Toro e sweep elicoidale intersecantesi sull'elica di guida*

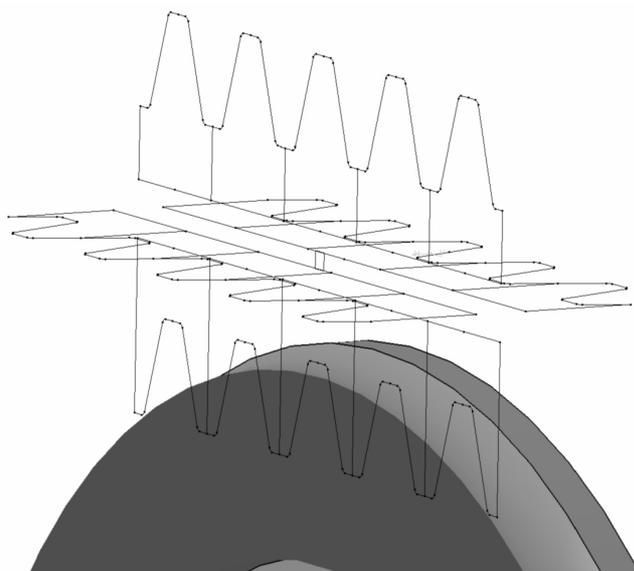
## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova

➤ la procedura seguita da questo punto in poi è stata quella di generare uno sbizzato toroidale e scavarlo poi con degli sweep elicoidali generati a partire dai denti. Si crea in questo modo una sorta di *creatore virtuale* col quale poi generare la ruota tramite successive sottrazioni dal volume dello sbizzato. Lo sbizzato di partenza è illustrato nella figura seguente:



*Figura 34: sbizzato ruota*

qui sotto si può vedere lo schizzo che simula il creatore(o fresa vite):

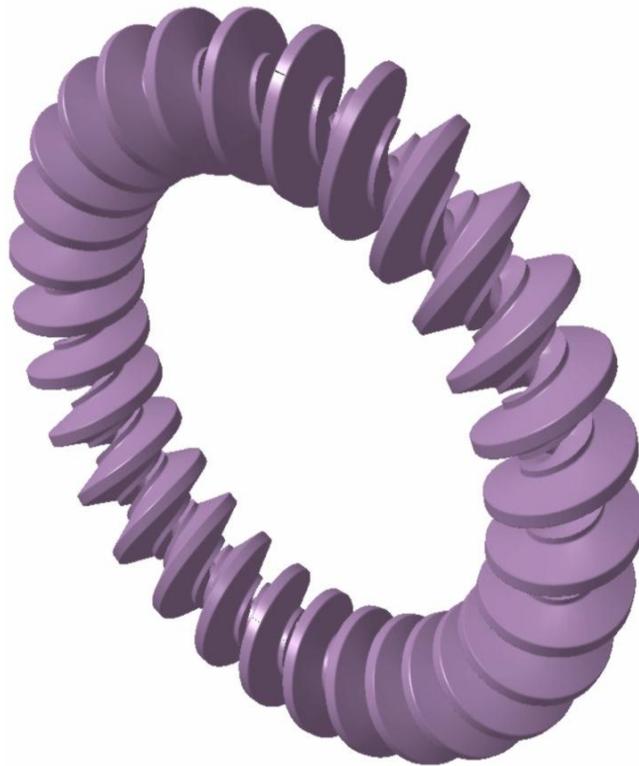


*Figura 35: creatore virtuale*

Non è possibile per la complicata geometria del solido generantesi creare un unico volume di sweep comprendente tutti i denti della dentiera, quindi l'operazione booleana di sottrazione è stata effettuata dente per dente. I volumi di sweep sottratti appaiono più o meno come nella figura sotto, ma il volume generato dipende da

- dove si trova il dente rispetto al punto di tangenza tra l'asse vite e l'inviluppo circolare da esso creato nel moto attorno alla ruota e
- dalla posizione angolare rispetto al piano sul quale detta circonferenza giace.

Si veda la figura 36.



*Figura 36: volume di sweep generato da un dente che ruota guidato dall'elica toroidale*

Si sono generati 10 di questi solidi, corrispondenti ad un creatore da 10 taglienti, per approssimare al meglio la superficie, e poi sono stati sottratti come sopra descritto. Il risultato ottenuto è una ruota ottenuta per involuppo e recante gli stessi errori di superficie che avrebbe una reale tagliata con lo stesso creatore. I creatori reali hanno invece un numero di taglienti intorno a 30-40, perché fattore fondamentale per ottenere una buona superficie è il numero di taglienti del creatore: maggiore è il numero di taglienti, migliore è l'approssimazione della superficie. Non è comunque consigliabile aumentare di molto il numero dei taglienti, poiché la geometria della ruota si complica e il file così generato è difficilmente gestibile poi dal sistema. La strada per migliorare ulteriormente la geometria potrebbe invece essere quella di utilizzare gli operatori di lisciatura superficiale presenti nel programma CATIA, o in un altro modellatore tridimensionale.



*Figura 37: ruota completa*

#### *5.2.4 Progettazione parametrica*

Tutte le operazioni descritte sopra sono state realizzate mirando a uno sviluppo successivo di uno strumento che consenta di generare ruota e vite col solo inserimento dei parametri

## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova

caratterizzanti la dentiera e le dimensioni dei membri. Per questo si è fatto uso dei parametri di progetto in CATIA, in modo che un lavoro di correzione successivo possa essere implementato cambiando solo qualche numero. Sarà il computer a ricalcolare poi la geometria.

### 5.2.5 *Analisi dei risultati*

Ricostruita la geometria dei campioni di prova si è passati alla verifica dimensionale dei modelli. Per fare questo si è utilizzato uno scanner tridimensionale e il software Geomagic Studio 10, suite dedicata alla ricostruzione delle geometrie a partire dallo studio di nuvole di punti. Con questo strumento è possibile effettuare una serie di rilevazioni tridimensionali, da varie angolazioni, generare varie nuvole di punti e poi metterle assieme in modo da ricostruire progressivamente un oggetto tridimensionale. Sono possibili varie elaborazioni, tra cui il confronto tra superfici. Si è utilizzata questa funzionalità per confrontare i rilievi coi modelli dei pezzi. Il margine di errore di un sistema di rilevazione simile rimane al di sotto del decimo di millimetro, per rilevazioni fatte nelle nostre condizioni. Si è effettuato il confronto tra nuvole di punti e il confronto con superfici.

Si può notare come la distanza media e la deviazione standard rimangono nei due casi entro 0,4 mm per la ruota e entro i 0,3 per la vite. Questi valori, non troppo bassi sono da imputare alla presenza di punti in parti non attive dell'ingranaggio non corrispondenti (si vedano le figure). La corrispondenza sui fianchi attivi è invece buona. Si è inoltre eseguito il confronto tra le superfici oltre che tra i punti, in questo caso possiamo visivamente osservare la buona corrispondenza delle stesse. Ciò non toglie che le cose possano essere migliorate con misure più precise sui campioni di prova, in modo tale da poter identificare lo standard (ammesso che ve ne sia uno) col quale esse sono state realizzate. Sarà sufficiente ri-inserire le misure nei files CATIA ed effettuare i confronti con le geometrie variate.

## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova

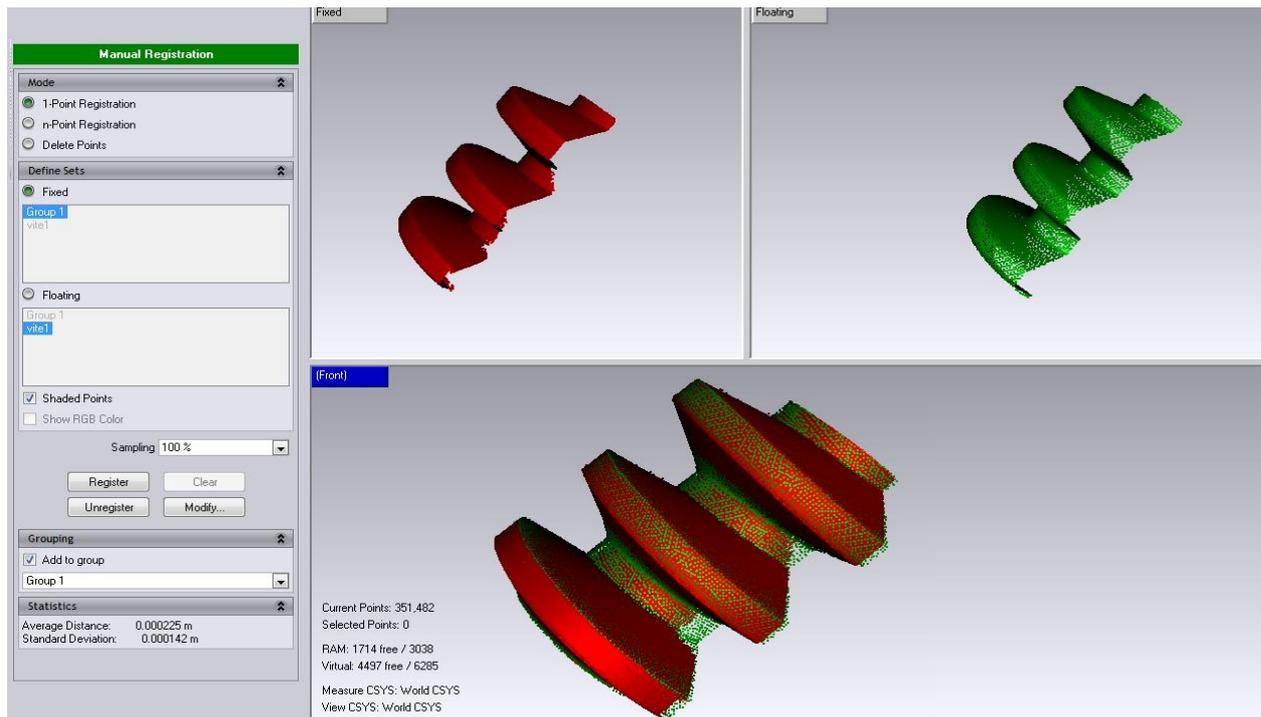


Immagine 38: rilievo e modello tridimensionale per punti della vite

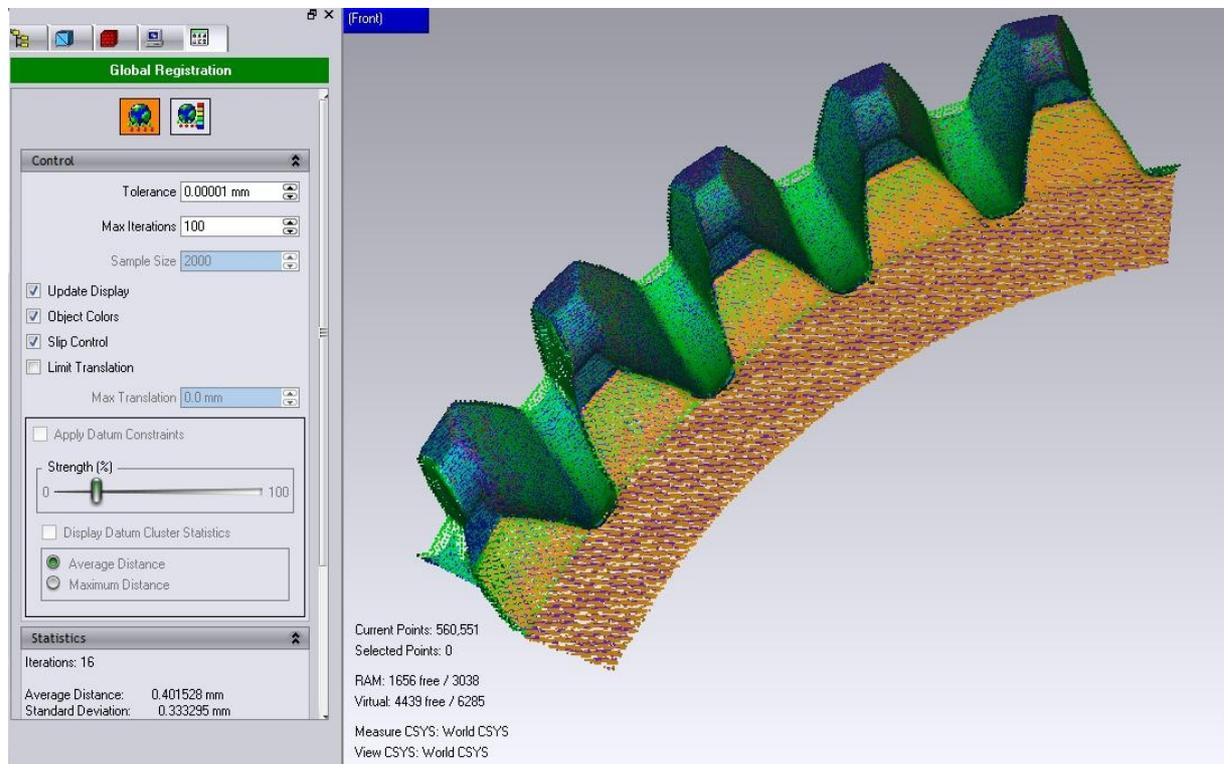
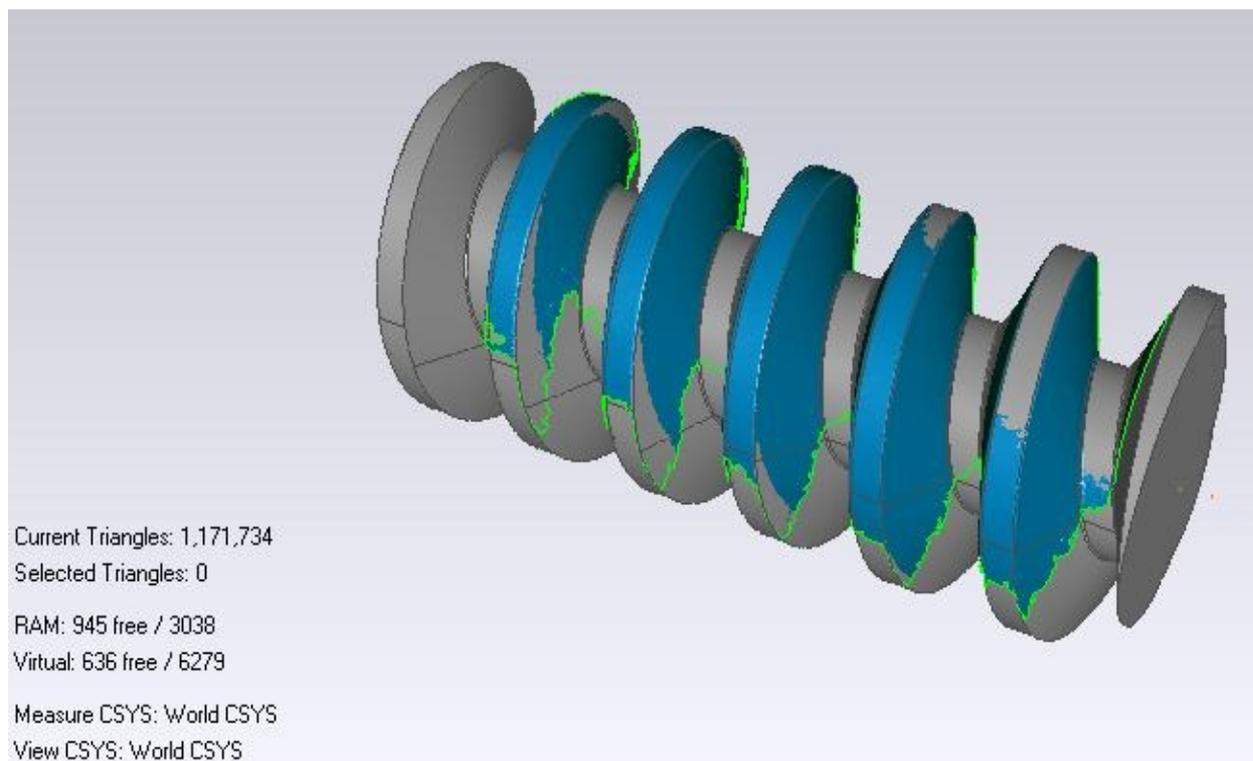
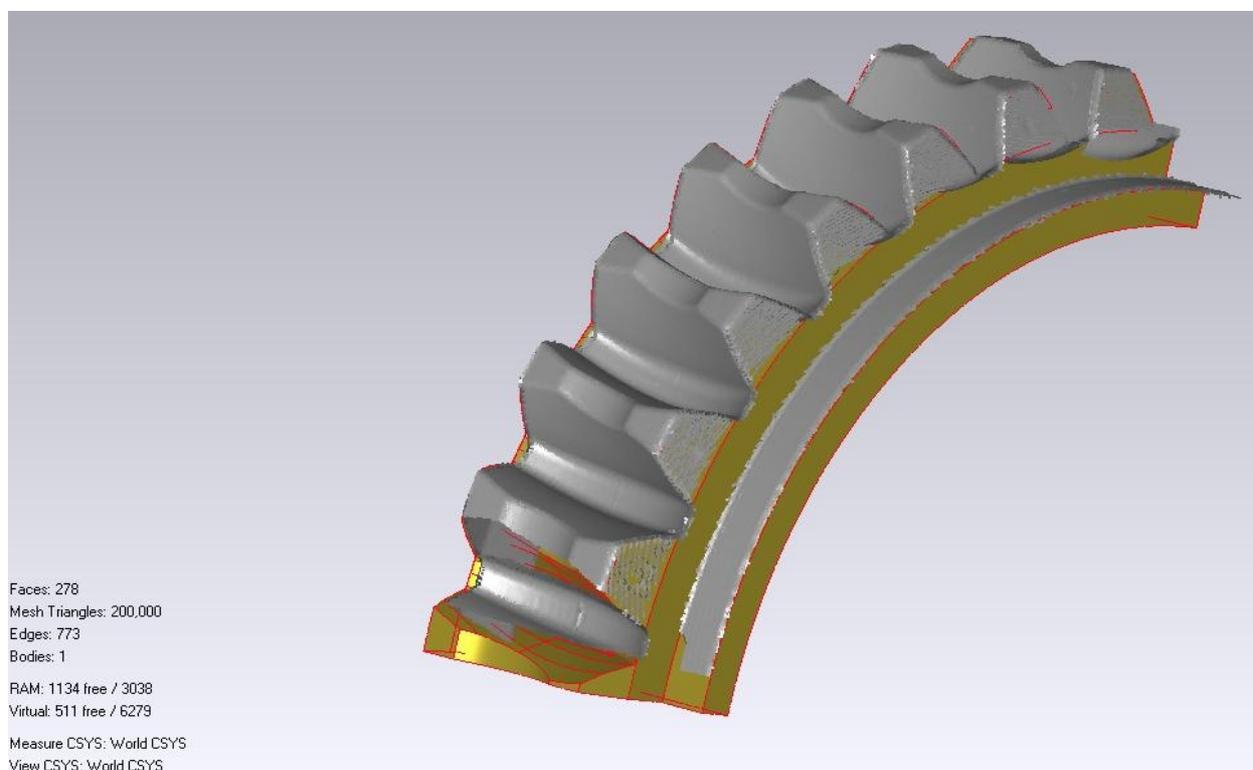


Immagine 39: rilievo e modello tridimensionale della ruota per punti

## 5.2 Ricostruzione della geometria dei campioni di prova



*Immagine 40: corrispondenza tra rilievo e modello tridimensionale della vite*



*Immagine 41: corrispondenza tra rilievo e modello tridimensionale della ruota*

### 5.3 Tabella riassuntiva dei dati dell'ingranaggio

Vediamo ora una tabella riassuntiva dei dati principali dell'ingranaggio di prova.

Parametri campioni di prova	
<b>VITE</b>	
Tipo di vite	ZC, dentiera in un piano contenente l'asse
Numero di principi	1
Numero di spire complete	5
Passo	26,25 mm
Diametro interno	35 mm
Diametro esterno	70 mm
Materiale	Acciaio
<b>RUOTA</b>	
Tipo di ruota	Inviluppo con creatore a vite
Numero di denti	30
Materiale	Bronzo

Tabella 2: dati dei campioni di prova

### 5.3 Tabella riassuntiva dei dati dell'ingranaggio

Parametri principali ingranaggio di prova	
<b>DENTIERA</b>	
Altezza dente	17,5 mm
Angolo di pressione	20 gradi
Passo	26,25 mm
<b>INGRANAGGIO</b>	
Rapporto di trasmissione	30:1
Interasse	152.2 mm

*Tabella 3: dati ingranaggio*

## 5.4 Simulazione cinematica del contatto

### 5.4.1 Strumenti di simulazione cinematica

Il software per modellazione tridimensionale CATIA usato per la ricostruzione della geometria dispone di una serie di strumenti per la simulazione cinematica dei meccanismi con esso realizzati. Questi strumenti vengono di norma utilizzati in meccanismi complessi per tenere sotto controllo interferenze e compenetrazioni, nonché minime distanze tra i componenti in moto reciproco. Tra gli strumenti per l'analisi dei meccanismi vi è una funzionalità per visualizzare i confini della zona compenetrata tra due membri. Se la zona compenetrata è piccola e molto schiacciata (come nel contatto tra ruota e vite) l'area delineata dall'intersezione delle superfici dei corpi compenetrantesi da un'idea della forma dell'area sulla quale poi si svilupperà il contatto. Soprattutto questo strumento si rivela utile per vedere al variare delle condizioni di ingranamento

#### 5.4 Simulazione cinematica del contatto

(errore sull'ortogonalità delle proiezioni degli assi, variazione di interasse, ecc.) come si modificano i confini della zona di compenetrazione, e quindi il contatto. Lo stesso può essere effettuato al variare delle dimensioni del creatore, ricordiamo infatti che la ruota è tagliata di norma con un creatore avente diametro leggermente più grande di quello della vite con la quale poi andrà a lavorare, poiché così facendo le condizioni di ingranamento rimangono più stabili rispetto agli errori di montaggio e posizionamento.

Si noti che il lavoro qui descritto non ha la pretesa di essere esaustivo per quanto riguarda il contatto, ma solo dare un'idea della forma dell'impronta che si viene a creare al variare dei parametri geometrici della ruota e della vite nonché gli errori di accoppiamento.

##### 5.4.2 Banco virtuale

Si è creato un oggetto virtuale in grado di poter variare le condizioni di accoppiamento di vite e ruota, in modo semplice e intuitivo. A tale oggetto è stato dato il nome di *banco virtuale* perché è in grado di simulare gli stessi errori di disallineamento che riesce a simulare il banco reale. La foto sotto dà un'idea dell'oggetto di cui stiamo parlando.

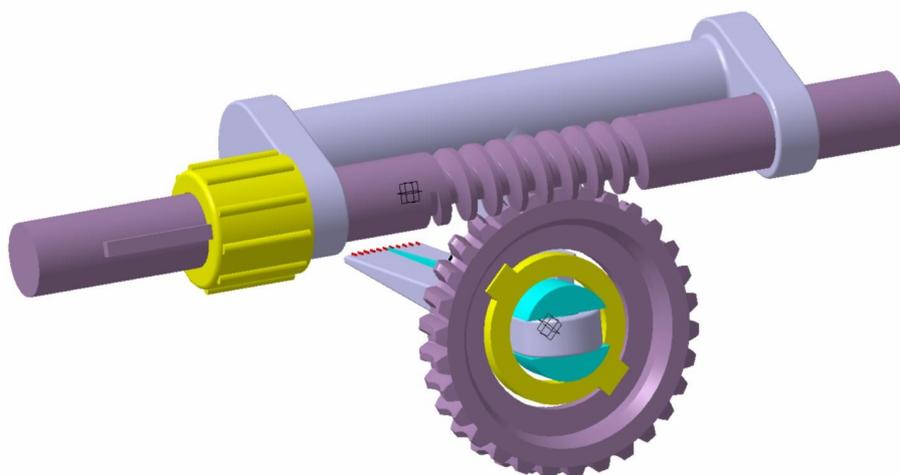


Figura 42: *banco virtuale*

## 5.4 Simulazione cinematica del contatto

Il simulatore sopra rappresentato consente di agire sui seguenti gradi di libertà dell'ingranaggio:

- spostamento verticale della vite (variazione interasse)
- disallineamento angolare degli assi vite e ruota( perdita di ortogonalità tra gli assi)
- spostamento della ruota lungo il suo asse

Una volta che sia impostato il posizionamento reciproco di ruota e vite è possibile lasciar funzionare il meccanismo e vedere come il contatto evolve sui denti. Sono necessari per questo altri gradi di libertà sul meccanismo, in particolare:

- rotazione vite
- rotazione ruota
- scorrimento della vite lungo il suo asse(utile per aggiustare la posizione dei vari pezzi)

Il funzionamento di tutto è gestibile tramite una interfaccia grafica, si veda la figura sotto.

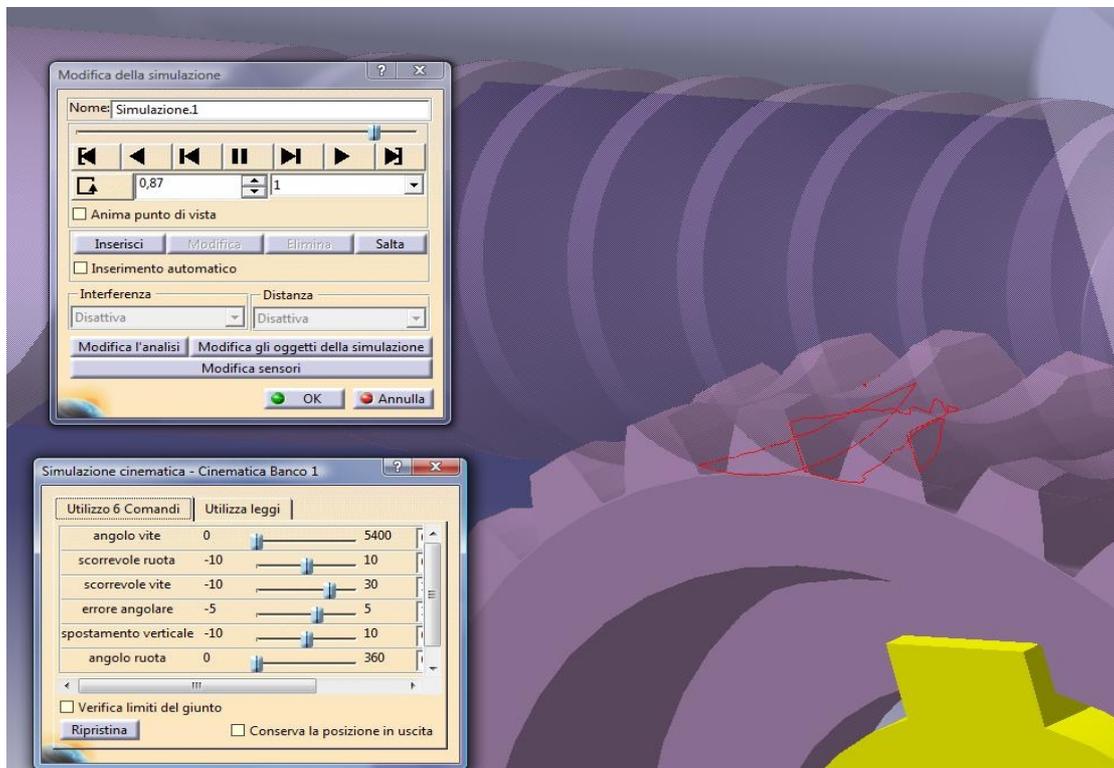


Immagine 43: interfaccia di controllo del banco virtuale. Si noti in rosso l'interferenza sui denti.

*Capitolo 6: Sezione di prova e  
posizionamento dei campioni*

### *6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni*

Fondamentale per l'esecuzione delle prove è la conoscenza del posizionamento reciproco dei campioni di prova. Per il tipo di accoppiamento provato, come già visto sopra, sono importanti i tre seguenti tipi di errore di posizionamento:

➤ **errore di spostamento verticale:** traslazione della vite lungo il segmento biperpendicolare agli assi di rotazione dei due membri

➤ **errore angolare:** perdita di perpendicolarità tra le proiezioni degli assi su un piano ortogonale al segmento biperpendicolare

➤ **errore di spostamento orizzontale** , traslazione della vite in direzione dell'asse della ruota

La precisione di rilevamento delle quote deve essere molto elevata, la migliore possibile dati i sistemi disponibili. Per effettuare questi rilevamenti sono stati scelti metodi diversi a seconda della distanza da rilevare. Le misure necessarie sono essenzialmente tre:

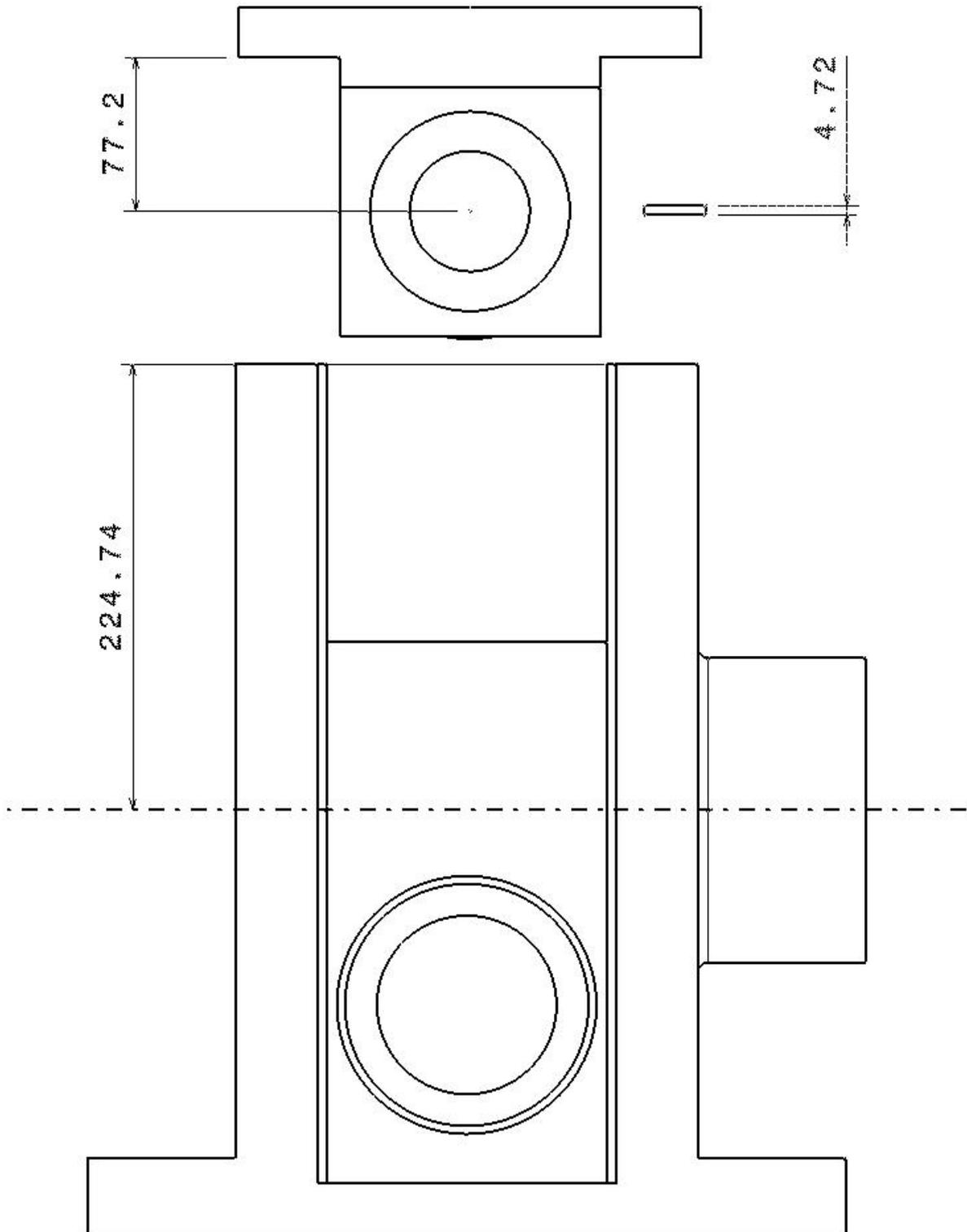
➤ distanza dell'asse ruota dalla superficie di riscontro della carcassa

➤ distanza dell'asse vite dalla superficie di riscontro del cappello

➤ distanza del cappello dalle superfici di riscontro laterali.

Nei prossimi paragrafi vedremo i metodi utilizzati per misurare queste distanze. Dette distanze sono visibili nella figura , nella quale è riportata anche la distanza tra superficie di riscontro del cappello e quella della carcassa(4,72 mm)

6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni



*Schema 44: distanze delle superfici di riscontro dagli assi.*

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

### 6.1.1 Distanza dell'asse ruota dalla superficie di riscontro della carcassa

Si pensava inizialmente di raggiungere un buon grado di precisione per questa misura, poiché disponevamo di un comparatore laser di precisione creduta molto elevata (nell'ordine di  $\pm 10\mu\text{m}$ ). Purtroppo la cosa non era vera, si vedrà in seguito il perché. In ogni caso la procedura messa a punto vale la pena di descriverla, anche perché in futuro potendo disporre di un comparatore preciso può essere sicuramente riutilizzata.

Il grande spazio presente a lato della sezione di prova, e la protrusione dell'albero portaruota ha permesso il montaggio sull'asse stesso di detto comparatore laser. Tale comparatore ha un campo di utilizzo abbastanza stretto, misurando con precisione distanze comprese tra circa 40 e 70 mm. Poiché la distanza da misurare è superiore ai 100 mm è stato necessario lavorare con triangolazioni. Prima di descrivere la procedura di misurazione si ponga attenzione alla immagine sotto, che mostra l'arrangiamento dei vari componenti utili alla misura.

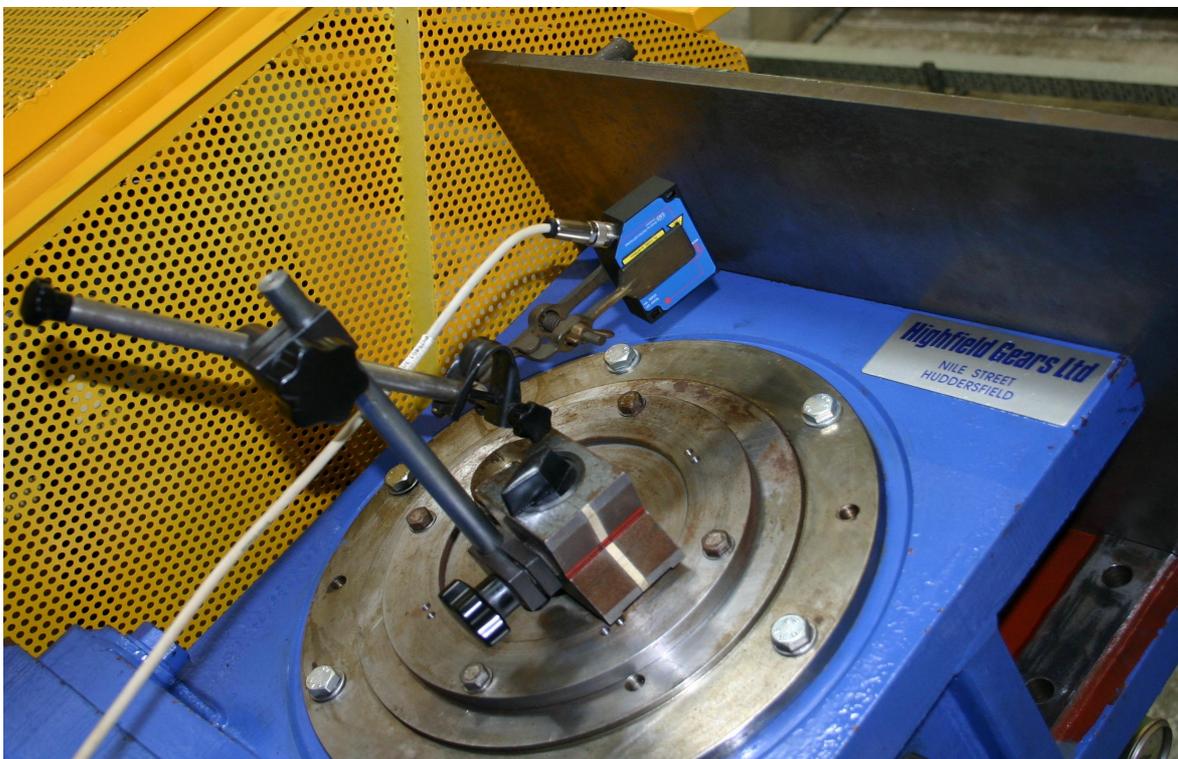


Foto 45: Arrangiamento degli elementi utili alla misura. La base del comparatore è fissata sull'albero.

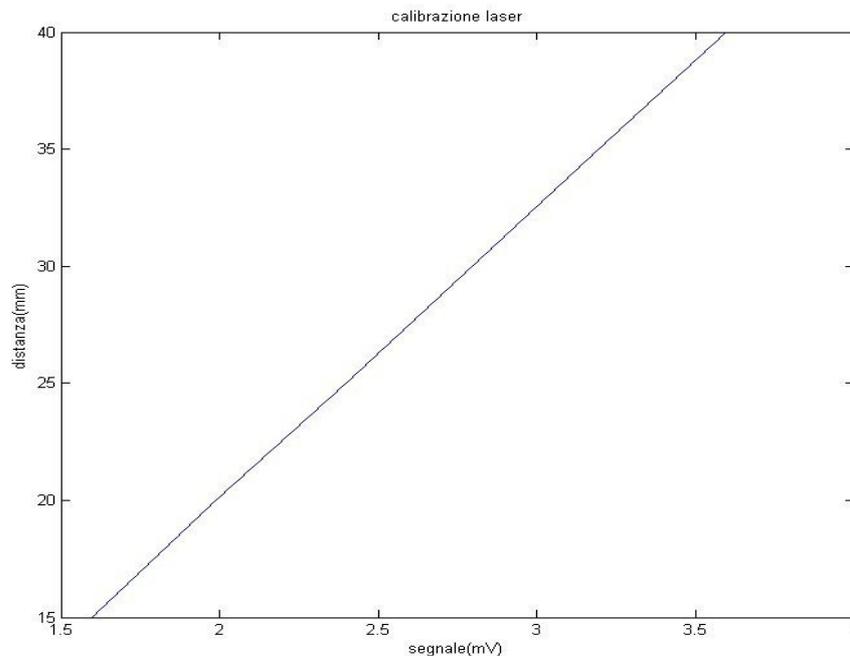
## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

Prima di effettuare la misura si è ricavata la retta di calibrazione del laser, al solito per mezzo dei blocchetti Johansson. Montato il laser fisso rispetto alla base del truschino si sono presentati al di sotto della sorgente di emissione vari blocchetti di altezze diverse e registrato il segnale. I risultati sono i seguenti:

	n°1	n°2	n°3	n°4	n°5	n°6
Tensione (mV)	3595	3194	2796	1244	1987	1596
Distanza (mm)	15	20	25	30	35	40

*Tabella 4: punti di calibrazione del laser*

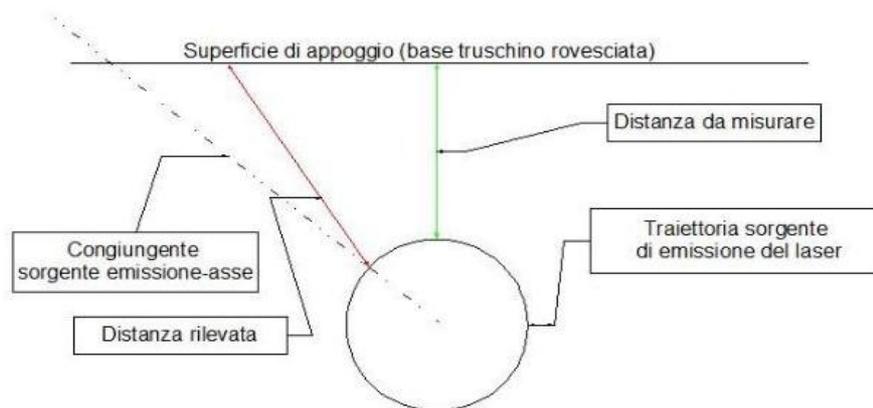
La figura sotto mostra la restituzione grafica della retta di calibrazione: si può notare ottima linearità della risposta.



*Grafico 46: Retta di calibrazione del laser*

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

Per la misurazione della distanza dell'asse ruota dalla superficie di appoggio del cappello si è proceduto montando il laser fisso rispetto all'asse ed effettuando una serie di misurazioni successive distanziate da angolo noto. Si veda lo schema sotto.



*Schema 47: Posizionamento laser per misura posizione asse*

Con riferimento alla figura possiamo immaginare un procedimento per misurare la distanza dell'asse dalla superficie di appoggio. Le dimensioni incognite che dobbiamo trovare sono:

- il raggio della traiettoria circolare percorsa dalla sorgente di emissione del laser
- l'errore angolare tra la direzione di emissione del raggio laser e la congiungente l'asse con la sorgente di emissione (da ora in poi angolo  $\epsilon$ ).

Mentre le dimensioni note sono:

- la distanza rilevata (linea rossa sul disegno)
- gli angoli formati dalle varie rilevazioni.

Sono necessarie almeno quattro misurazioni differenti e tre angoli per definire univocamente

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

la geometria dell'apparato sotto. Si ottiene un sistema di dieci equazioni in dieci incognite che ammette soluzione. Le incognite sono:  $\alpha_{01}, \alpha_1, \alpha_{02}, \alpha_2, \alpha_{03}, \alpha_3, \beta_0, \beta, \epsilon, r$ , mentre le  $d_{0n}$  sono linearmente dipendenti dalle altre, e ne ometto la dipendenza per semplicità. Le equazioni sotto sono quelle che costituiscono il sistema.

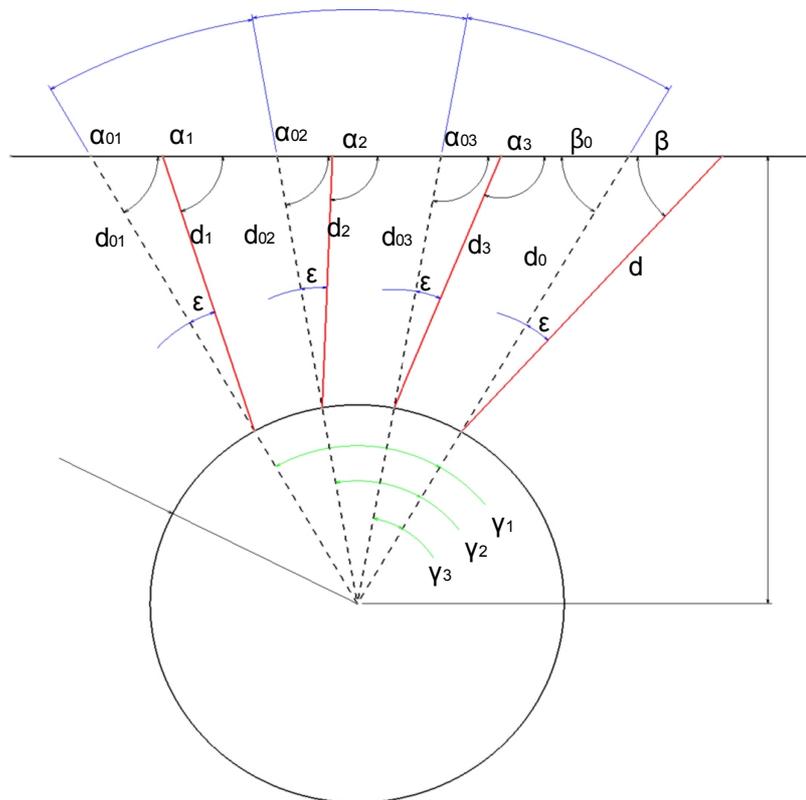
$$\frac{d_{0n}+r}{\sin(\beta_0)} = \frac{d_0+r}{\sin(\alpha_{0n})} \quad 3 \text{ equazioni}$$

$$\beta_0 + \alpha_{0n} + \gamma_n = \pi \quad 3 \text{ equazioni}$$

$$\alpha_n = \alpha_{0n} + \epsilon \quad 3 \text{ equazioni}$$

$$\beta_n = \beta_0 + \epsilon \quad 1 \text{ equazione}$$

$$n = [1, 2, 3]$$



Disegno 3: schema di rilevazione e variabili

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

Il metodo seguito per risolvere detto sistema non è stato quello della inversione delle equazioni, ma per via grafica tramite l'uso degli strumenti di disegno di CATIA. Detto software consente di disegnare in bidimensionale, vincolando quote e angoli a piacimento dell'utente. Le quantità non vincolate vengono considerate libere dal sistema ed è possibile cambiarle a piacimento con l'uso del mouse. Quando il sistema è isovincolato, cioè vincolato in modo tale da non aver più vincoli dei gradi di libertà cinematici del sistema, e quindi in modo da poter cambiare qualsiasi quota senza che nascano conflitti fra di esse le linee che compongono il disegno diventano verdi, e con l'inserimento di una opportuna quota di riferimento è possibile leggere la distanza cercata.

Per realizzare questa misura si è eseguito due serie di 5 misure consecutive spaziate da 4 angoli. La distanza angolare è uguale per tutti e pari a  $12^\circ$ , cioè un giro preciso dell'asse vite. Il valore di  $12^\circ$  viene fuori infatti dal dividere  $360^\circ$  per il rapporto di trasmissione della catena cinematica, che è pari a 30. Si sono fatti due disegni assegnando quattro quote e verificando che la quinta rispondesse alla misurazione effettuata (assegnare la quinta quota vorrebbe dire sovravincolare il sistema). La tabella sotto riporta le misure rilevate.

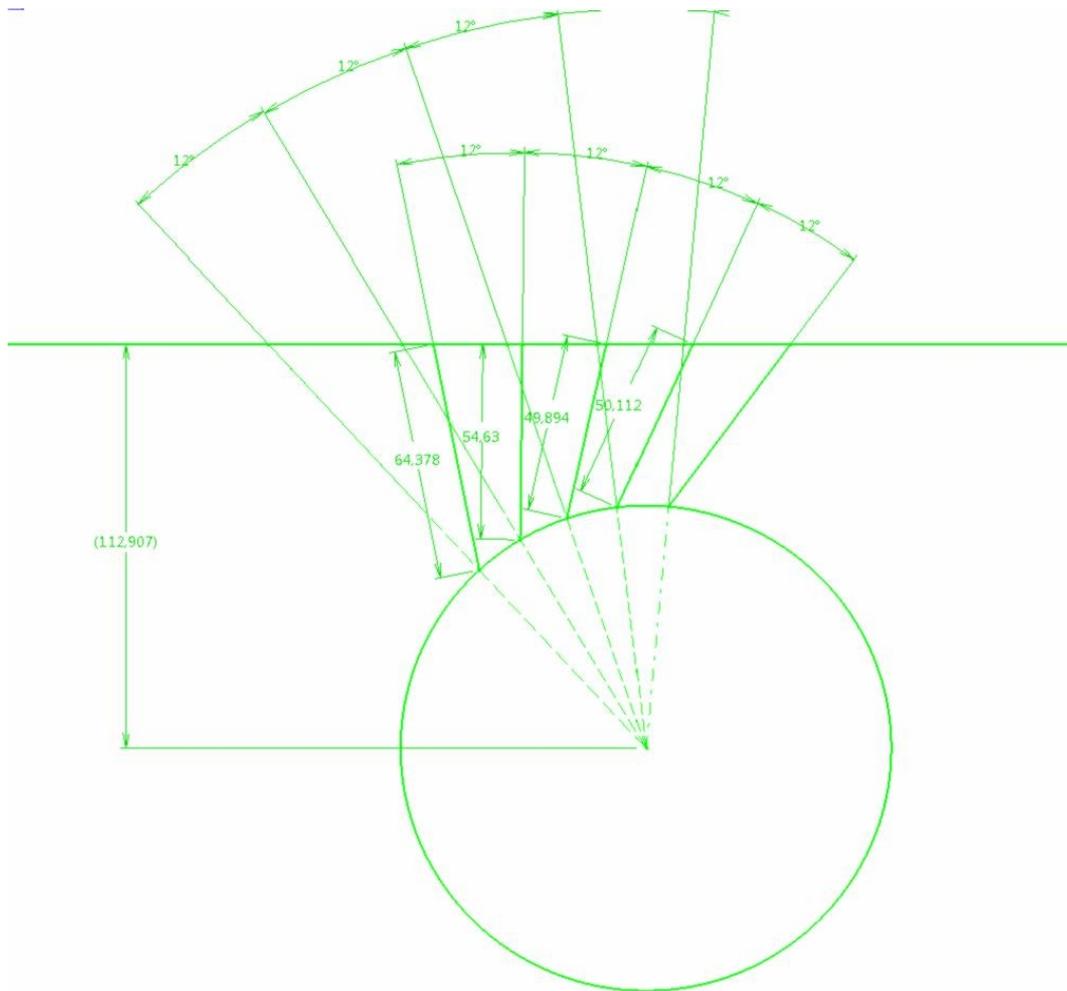
	Ril.1	Ril.2	Ril.3	Ril.4	Ril.5
Gradi °	0°	12°	24°	36°	48°
Tensione (mV)	4960	2775	1598	1244	1716
Distanza (mm)(	29,7355	15,0256	10,4987	16,5345	35,3491

*Tabella 5: rilevazione distanze(prima spazzata)*

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

	Ril.1	Ril.2	Ril.3	Ril.4	Ril.5
Gradi °	0°	12°	24°	36°	48°
Tensione (mV)	4960	2775	1598	1244	1716
Distanza (mm)(	40,0873	19,0793	10,7417	13,3248	26,0076

Tabella 6: rilevazione distanze(seconda spazzata)



Schema 48: disegno CATIA per rilevazione distanza asse-superficie di appoggio.

La figura sopra non è che lo schizzo che consente di generare il cilindro che reca i cuscinetti di sustentazione dell'asse ruota. La distanza dalla superficie di riscontro viene fuori

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

automaticamente dopo l'imposizione della quarta misurazione. La corrispondenza della quinta misura, lasciata come parametro libero, è la riprova della giustezza della procedura di misura. L'idea è inoltre quella di confrontare due serie di misure successive per verificarne la corrispondenza.

All'atto della misurazione e dell'inserimento dei dati nel modello CATIA si è palesato il fatto che l'errore di misura sul laser essere eccessivo per effettuare una corretta misura dell'altezza dell'asse. Cambiando le prime quattro misure attive tra le cinque disponibili si è evidenziata una variazione della distanza cercata superiore al millimetro, rendendo inutile tutto il lavoro svolto. Le cause di questo possono essere imputabili a vari fattori tra cui:

➤ problemi relativi alla risposta del laser: è emerso successivamente che il laser utilizzato per la misura rispondeva in corrente, e che successivamente era stato modificato per rispondere in tensione. Questo fa nascere dei dubbi sulla effettiva precisione delle misure.

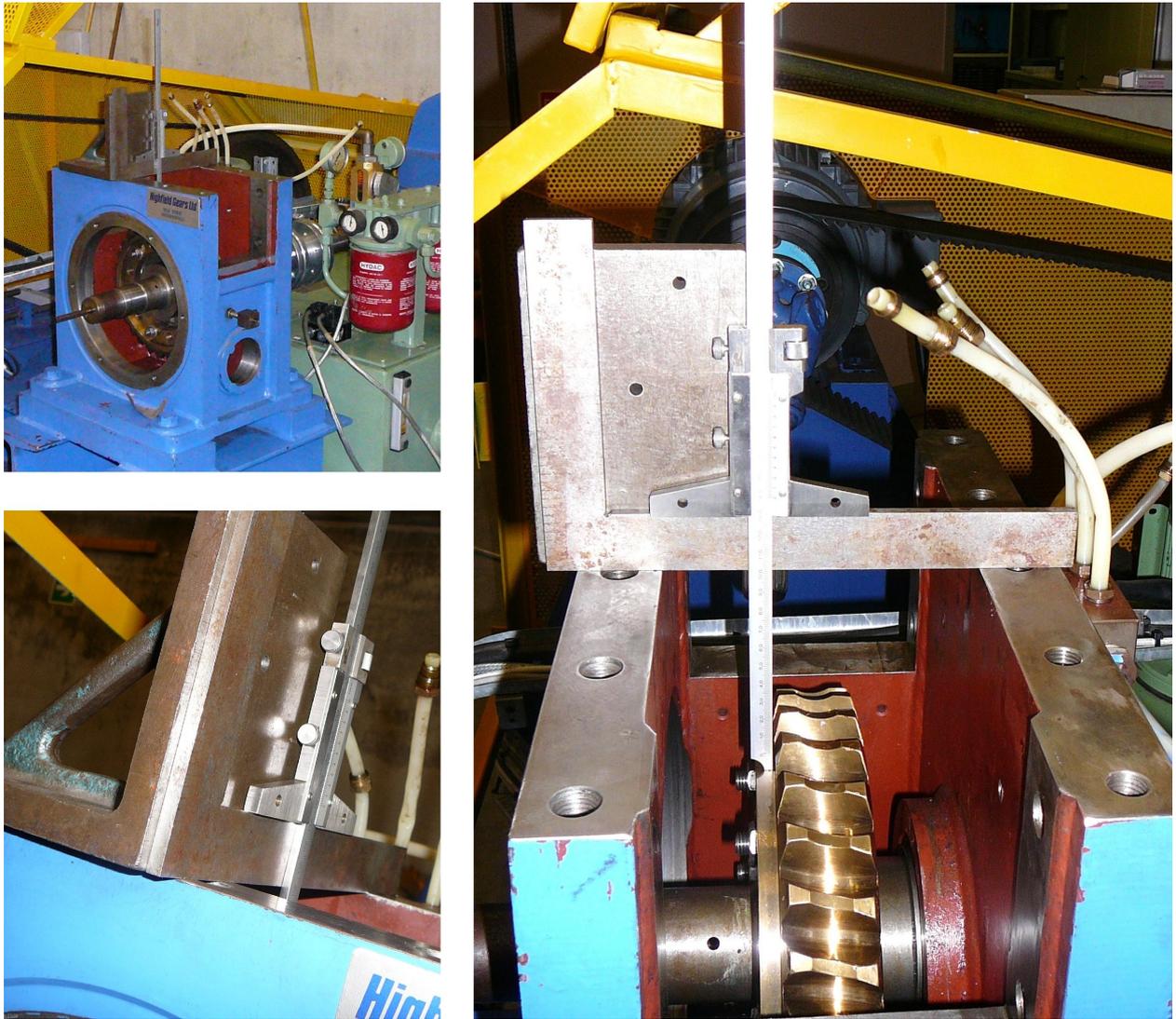
➤ Problemi relativi alla superficie sulla quale incide il laser, sia dimensionali che di riflettività della superficie, nonché di inclinazione della stessa rispetto alla direzione di emissione. Si noti che la stessa misura potrebbe essere agevolmente effettuata con un comparatore manuale di opportuna escursione e precisione.

Il meccanismo di misura sopra descritto era stato pensato per una precisione attorno ai 10 micron. In ogni caso se in un futuro ci sarà la disponibilità di misure più accurate sarà sufficiente immetterle nel file CATIA per modificare i file 3D della sezione di prova.

Vista questa situazione si è allora deciso di procedere con metodi più tradizionali. Si è utilizzato quindi un calibro di profondità e una squadretta. Il calibro utilizzato dispone di nonio cinquantiesimale, ed in teoria dovrebbe riuscire a misurare distanze con precisione nell'ordine di  $\pm 0,02$  mm. Data però la scarsa qualità della squadretta utilizzata, nonché il fatto che la misura è

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

stata effettuata puntando il calibro su una superficie curva c'è da aspettarsi che la precisione della misura così effettuata non sia migliore di  $\pm 0,05\text{mm}$ . La foto sotto mostra il modo utilizzato per posizionare il calibro di profondità sulla carcassa.



*Foto 49: posizionamento del calibro di profondità per misurazione distanza asse*

## 6.1 Ricostruzione del posizionamenti dei campioni

### *6.1.2 Distanza dell'asse vite dalla superficie di riscontro del cappello*

Si è proceduto in modo sostanzialmente analogo a quanto fatto per la ruota, utilizzando anche in questo caso un calibro di profondità con nonio cinquantessimale. La precisione plausibilmente raggiunta è la stessa di quella ottenuta per l'asse ruota.

I risultati ottenuti per la distanza asse ruota-superficie di riscontro della carcassa e asse vite-superficie di riscontro carcassa sono quelli visibili nella tabella e nella figura 44

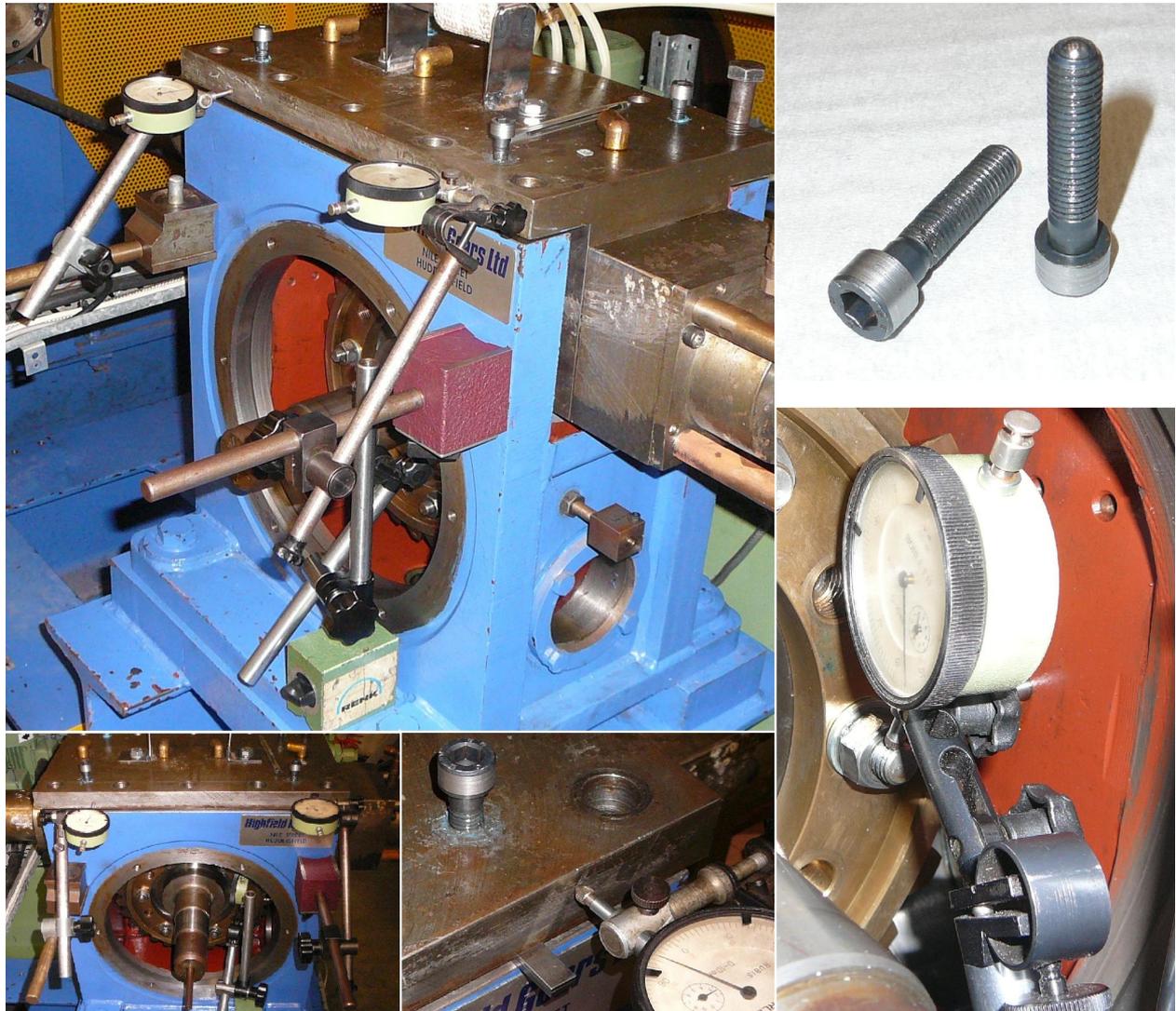
### *6.2 Sistema di posizionamento e misura degli spessori*

Per rilevare la misura di base degli spessori da apporre sotto e lateralmente al cappello si è proceduto posizionando la testa sulla carcassa, e per mezzo di registri a vite e cercando la posizione di giuoco nullo tra vite e ruota.

Si sono effettuate quattro misurazioni con l'ausilio dei blocchetti Johansson, sui quattro lati del cappello, sincronizzandole su un unico valore di altezza e due laterali, interponendo i blocchetti laddove andranno poi gli spessori. Se la misura degli spessori di testa risulta facilmente eseguibile non succede così per quella sulle superfici di riscontro laterali, in quanto l'esiguo spazio presente rende difficile l'inserimento dei blocchetti. Assumendo perfettamente parallele le superfici di appoggio del cappello e della carcassa si è così trovata l'altezza dello spessore che annulla il gioco tra vite e ruota(a meno di errori di eccentricità della vite e della ruota stessa). Quella posizione non sarà mai raggiunta in esercizio, tutte le configurazioni possibili durante le prove stanno infatti al di sopra di essa. Queste potranno essere facilmente raggiunte impilando un certo numero di lamiere spessorate al di sopra degli spessori base stessi. Per il controllo del posizionamento preciso si sono costruite quattro viti con sfera, con testa ad esagono incassato e si sono posizionate su quattro angoli del cappello, in un punto non

## 6.2 Sistema di posizionamento e misura degli spessori

interessato dalla interposizione degli spessori. Si vedano le foto sotto.



*Foto 50: Posizionamento comparatori e viti per misurazione dello spessore della testa*

Le funzioni dei tre comparatori utilizzati sono descritte di seguito:

➤ i due comparatori montati tra la carcassa e il cappello servono a tenere sotto controllo l'errore angolare. È importante ricordare che maggiore è il gioco in altezza della vite rispetto alla ruota e maggiore è l'errore di ortogonalità tra gli assi vite e ruota tollerabile senza piantamento dell'ingranaggio (anche se a costo di un decremento nella qualità del contatto tra vite e ruota). Da questo si deduce che se il gioco tra vite e ruota è nullo deve essere nullo anche l'errore angolare

## 6.2 Sistema di posizionamento e misura degli spessori

tollerabile. La vite se appoggiata sulla ruota si ferma in una posizione precisa, se viene spostata angularmente da questa posizione essa sale lungo il segmento biperpendicolare e l'interasse tra ruota e vite si modifica. Quando movimentando il cappello rispetto alla carcassa con la vite appoggiata sulla ruota si nota una risposta totalmente elastica del sistema significa che siamo a gioco nullo tra vite e ruota.

➤ Il terzo comparatore, è invece montato in modo tale da rivelare il movimento della ruota, e serve per tenerlo sotto controllo

Una volta posizionato in tal guisa il cappello si è proceduto al rilevamento dell'altezza con l'uso dei blocchetti.

### 6.2.1 Conclusioni

Rimettendo assieme tutti i dati ricavati nelle precedenti misurazioni possiamo stimare la lunghezza dell'interasse, con un margine di precisione plausibile attorno a  $\pm 0,1$ mm. Si considerino le seguenti tabelle:

Distanze assi-superficie riscontro (si veda anche la figura 44)		
Asse vite-superficie cappello	77,2 $\pm$ 0,05 mm	
Asse ruota-superficie carcassa	224,7 $\pm$ 0,05 mm	
Altezza blocchetti di posizionamento a gioco nullo		
	Spessore superiore	Spessore laterale
Misura con blocchetto	4,71-4,72	5,1-5,3
Altezza dello spessore reale	4,7	4,5
Interasse a gioco nullo	152,2 $\pm$ 0,1 mm	

Tabella 7: tabella riassuntiva misure effettuate

## 6.2 Sistema di posizionamento e misura degli spessori

Si può notare che gli spessori laterali costruiti sono molto più bassi della distanza rilevata, questo è stato fatto poiché imporre un errore sull'ortogonalità degli assi implica mettere spessori da un lato e toglierli dall'altro. Lo spessore base deve poter consentire questo.

Da notare inoltre che l'interasse a gioco nullo non coincide con l'interasse nominale dell'ingranaggio. Nonostante si sia cercato di posizionare il cappello con la vite in modo più preciso possibile e senza forzamento è comunque da aspettarsi che l'interasse nominale sia leggermente più grande, in una misura dipendente in larga parte dal processo tecnologico utilizzato per la realizzazione dell'ingranaggio stesso. Una via da seguire potrebbe essere quella di effettuare delle prove sotto carico leggero con ingranaggi non rodati e studiare come si modifica il contatto ruota-vite al variare dell'altezza degli spessori, e da questa risalire al posizionamento preciso. Sarebbe opportuno in futuro eseguire le misure delle distanze tra superfici di riscontro e assi vite e ruota più precise, o meglio ancora ricostruire queste superfici alle macchine utensili, magari rettificandole. Durante la misura dell'asse ruota tramite laser si è osservato che ponendo la base del truschino sopra la superficie di riscontro della carcassa era ben visibile il passaggio di luce tra i due piani messi a contatto. Questo lascia spazio a dubbi sull'errore di parallelismo della superficie stessa. In sede di misurazione tramite blocchetti infatti si è cercato di eseguire le misure proprio laddove gli spessori saranno posizionati, per evitare di avere problemi di errato posizionamento del cappello, con nascita di autotensioni, errori di svergolamento elastico del cappello stesso ecc.

*Capitolo 7: Breve guida all'uso e  
all'intervento sul banco*

## 7.1 Introduzione

Daremo di seguito alcune brevi indicazioni sull'uso del banco, e sul modo di procedere in caso di piccole modifiche o tarature da effettuarsi sullo stesso. Tratteremo dell'avviamento, del collaudo o di eventuali interventi di ripristino da effettuare sull'impianto elettrico, della gestione dell'impianto idraulico e delle protezioni.

## 7.2 Intervenire sull'impianto elettrico

Come già descritto sopra si sono effettuati interventi sulla parte logica dell'impianto elettrico. In sede di collaudo e messa a punto si è previsto delle prese ausiliarie di potenza per dar corrente alla sola parte di controllo escludendo quasi del tutto quella di potenza. Per verificare la funzionalità dei vari circuiti di comando dell'impianto elettrico è sufficiente alimentare la parte di controllo, e questo è ottenibile utilizzando una apposita presa ad attacco civile e 220 volt in dotazione al banco stesso. La presa ha 3 agganci a cocodrillo che vanno messi :

- **Cocodrillo rosso:** fase. Va agganciato al fastom presente sotto la penultima scatola per fusibile, con la scatola a perta e priva del fusibile.
- **Cocodrillo nero:** neutro. Va agganciato al fastom attaccato all'interruttore generale, alla linea del neutro.
- **Cocodrillo verde:** terra. Va agganciato al dado di messa a terra del quadro, o a qualsiasi filo collegato a terra.

Fatto questo si inserisca un fusibile da 4 ampere nel cassetto portafusibili rimasto aperto, e chiudendo quello si ottiene la messa sotto tensione di tutta la parte logica, che , con le opportune

## 7.2 Intervenire sull'impianto elettrico

precauzioni, può essere provata. Questa funzionalità risulta particolarmente utile quando si debbano provare circuiti con varie logiche interposte, ad esempio quello di attivazione del motore principale, oppure eseguire interventi di calibrazione sul ponte estensimetrico, sensori di pressione, ecc...

## 7.3 Intervenire sull'impianto idraulico

L'impianto idraulico in questa macchina è particolarmente semplice. Gli interventi possibili in regime di manutenzione ordinaria sono solo quelli classici, di rabbocco dell'olio, e sostituzione dei filtri. I due filtri rossi sulla pompa di mandata sono smontabili a mano senza particolari precauzioni, il terzo, presente sulla pompa di ricircolo è invece del tipo pressurizzato, e necessita di una chiave a brugola da 10 mm per la sua sostituzione. Verificare periodicamente lo stato di pulizia e la funzionalità dei filtri, con ispezione visiva per quanto riguarda il filtro pressurizzato, e con controllo della perdita di pressione per quanto riguarda gli altri due.

## 7.4 Tensionamento della cinghia di trasmissione

Controllare periodicamente lo stato di tensionamento della cinghia sincrona di trasmissione. La tensione è da considerarsi accettabile quando ruotando a mano la trasmissione per nessuna delle posizioni reciproche di ruota e rocchetto la tensione della cinghia supera quella dovuta al peso proprio della cinghia stessa. In altre parole non ci deve essere un'apprezzabile pretensionamento della cinghia, altrimenti a causa dei piccoli errori di eccentricità degli assi di ruota e rocchetto in certe posizioni la cinghia va sotto tensione e si ottiene una fluttuazione del carico attorno al valore impostato.

### *7.5 Accensione e riscaldamento olio*

Il banco è alimentato per mezzo di una presa elettrica penta polare da 32 ampere. È necessario che questa sia collegata ad una opportuna sorgente di potenza esterna di stesso amperaggio.

Per dare tensione al quadro elettrico è opportuno ruotare la manovella grande in basso a destra sul quadro esterno su 1(interruttore collegato). Questo blocca lo sportello del quadro elettrico in posizione chiusa, ma è comunque necessario prima di effettuare questa operazione bloccarlo per mezzo dei due blocchi a chiave quadra presenti sul lato destro dello stesso.

Col quadro sotto tensione partono automaticamente il controllore di temperatura e l'indicatore di carico sull'albero lento. Se si vuole effettuare una prova in cui la temperatura rimane impostata ad un valore preciso è opportuno lasciare il banco 1-2 ore in questa configurazione di modo che il controllore di temperatura inizi a dare indicazioni stabili e attendibili. Impostare in questa fase un valore di temperatura richiesta al controllore vicina alla temperatura ambiente, di modo che non si abbiano inutili sprechi di energia elettrica per inseguire valori di temperatura non attendibili. Se si pensa di dover raffreddare l'olio durante la prova collegare dopo questa fase lo scambiatore di bassa temperatura ad una presa d'acqua fredda esterna.

Raggiunta la stabilità dell'indicatore di temperatura dell'olio si può procedere al riscaldamento dello stesso. Si imposti sul controllore il valore di temperatura voluto(vedere istruzioni controllore) e si attivi la sola pompa di ricircolo dell'olio. Questa consente una certa(anche se tutt'altro che perfetta) uniformazione della temperatura dell'olio all'interno del serbatoio stesso

Si attenda il raggiungimento del valore di temperatura impostato, leggibile sul controllore

stesso.

### *7.6 Impostazione portata dell'olio*

Una volta raggiunta la temperatura richiesta avviare la pompa di mandata dell'olio, e impostare la portata sulle scatole di rinvio e di prova. Questo lo si fa per mezzo di due rubinetti, uno che agisce sul circuito relativo alla scatola di rinvio, e uno sulla scatola di prova, posizionati vicino alle scatole che ciascuno dei due governa. Il rubinetto che comanda la scatola di prova è in serie con un flussometro, il quale mostra la portata in Lt/min. Il rubinetto presente invece sulla scatola di rinvio è privo di flussometro, ed è consigliabile lasciarlo sempre in posizione di tutto aperto, onde assicurare un buon ricambio di olio. Conviene lasciare il banco in questa posizione per qualche minuto per dar tempo ai circuiti di alimentazione dell'olio di portarsi all'equilibrio termico.

### *7.7 Avviamento motore principale*

Chiudere e bloccare tutte le protezioni presenti sul banco. La chiave necessaria per questa operazione è una esagonale 13mm. L'avviamento del motore principale è possibile quando la luce gialla presente tra i pulsanti di avviamento in senso orario e antiorario si accende. È opportuno inoltre prima di avviare il motore principale verificare che sull'anello cinematico di ricircolo della potenza non vi sia carico. La coppia del motore elettrico è molto bassa all'avviamento, e gli attriti dovuti al carico presente sull'anello cinematico potrebbero essere troppo alti per consentirne l'avviamento. Agire sul manettino giallo in basso a sinistra del banco prova fino a portare l'indicatore di carico a valore nullo (000 sul display).

## 7.7 Avviamento motore principale

Avviare il motore principale nel senso di rotazione desiderato, e osservare che l'avviamento avvenga in maniera fluida e senza impuntamenti o rumori eccessivi, in caso contrario disattivare immediatamente il motore.

Raggiunta la velocità di regime agire ancora sul manettino giallo fino a portare il carico nell'anello di ricircolo della potenza al valore voluto (max 3000Nm, indicazione del contatore in DaNm, 10 Nm sull'unità, valore massimo 300DaNm). Analogamente, prima di spegnere il motore principale sarebbe buona regola scaricare l'anello cinematico, poiché la velocità di rotazione ha effetto positivo sulla lubrificazione, abbassandosi questa in condizioni di carico costante le condizioni di lubrificazione peggiorano.

## *Capitolo 8: Conclusioni e sviluppi futuri*

### *8.1 Conclusioni*

Nonostante il lavoro effettuato il banco prova Worm Rig presenta vari aspetti che potrebbero essere migliorati per potenziarne la capacità di prova e l'efficienza energetica. Tali miglioramenti partono dalla strumentazione e si estendono anche alla parte idraulica.

### *8.2 Miglioramenti strumentazione*

Ad oggi la macchina può funzionare e fare prove, però manca un meccanismo di misura del rendimento sulla sezione di prova, e anche un qualche meccanismo che consenta di valutare l'errore di trasmissione in funzione della posizione angolare. Tale banco nasceva infatti con dei trasduttori di posizione a fotodiodi, molto precisi (e costosi) su vite e ruota che poi sono andati misteriosamente perduti. Sarebbe opportuno in un futuro reinstallare queste attrezzature per avere un controllo maggiore del procedere dell'usura e come essa si riflette sulle caratteristiche cinematico-meccaniche dell'ingranaggio stesso.

### *8.3 Interventi sulla sezione di prova*

In sede di ispezione e ricostruzione della geometria si è palesato il fatto che la sezione di prova non ha superfici di riscontro del tutto attendibili. Tutte le rilevazioni dimensionali effettuate sulla sezione di prova stessa non sono più precise del margine di errore di misura caratteristico del metodo utilizzato. Volendo migliorare la precisione delle condizioni di prova sarebbe largamente auspicabile la ricostruzione delle superfici di riscontro, con rettifica delle

### 8.3 Interventi sulla sezione di prova

stesse. Si consideri che le superfici superiori di riscontro hanno un errore di parallelismo non inferiore ai 5 centesimi di millimetro.

### *8.4 Potenziamento della capacità di prova*

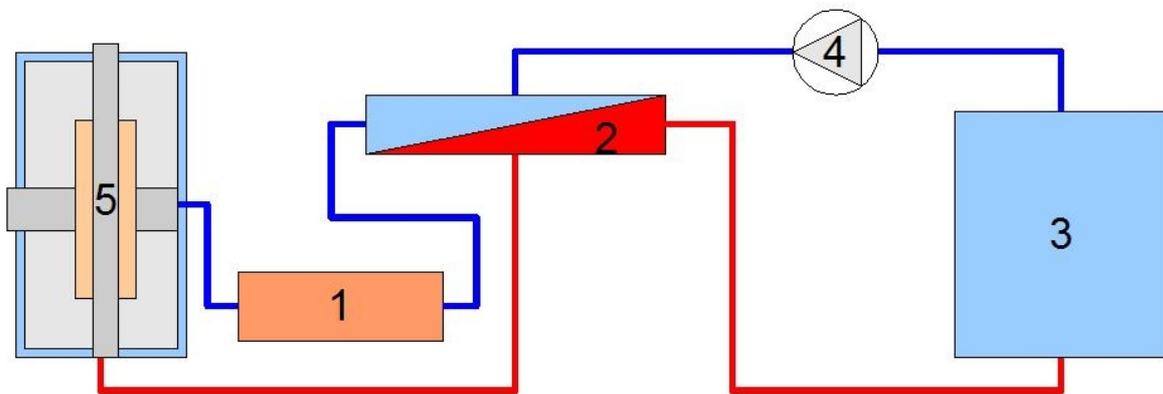
Nell'ottica di potenziare la capacità di prova della macchina una miglioria sicuramente da considerare sarebbe l'installazione di un inverter trifase, di modo da poter controllare la velocità alla quale lavora l'ingranaggio. La capacità di lubrificazione dipende infatti in larghissima misura dalla velocità dei membri in strisciamento reciproco, e sarebbe assai interessante andare a studiare come cambia il modo di danneggiarsi dell'ingranaggio al variare del carico e della velocità di rotazione.,

### *8.5 Termodinamica della macchina*

Ultime, ma non per importanza, modifiche possibili sono quelle da effettuare all'impianto idraulico, e al serbatoio dell'olio. Per come è strutturato il banco attualmente l'impianto idraulico è una voragine termodinamica, nel senso che deve spendere moltissima energia pregiata (energia elettrica: exergia pura) per alzare di poche decine di gradi la temperatura di una portata d'olio che non supera i 5 litri al minuto (di norma si tratta di 1-2 litri al minuto). Sarebbe auspicabile separare l'olio della scatola di rinvio da quello della sezione test: non è necessario che l'olio presente nella scatola di rinvio sia riscaldato, perché questa dovrebbe sempre lavorare in condizioni ottimali, e non con l'olio alla temperatura richiesta dalla prova. Meglio dunque se con olio in po' più freddo, e quindi più viscoso.

Per mantenere costante la temperatura della portata d'olio alla scatola di test la macchina

sfrutta il cosiddetto *'effetto volano'*: scalda una grande quantità di olio con un controllo di temperatura poco efficace (risposta lenta del sistema), e sfrutta il potere di filtraggio delle perturbazioni termiche della grande massa presente nel serbatoio. Nell'ottica di una maggiore efficienza energetica, e quindi di un minor costo della singola prova sarebbe auspicabile installare un piccolo scambiatore in grado di scaldare (o raffreddare) la sola portata necessaria al funzionamento della sezione di prova, e separare la portata d'olio destinata alla sezione di rinvio. Uno schema possibile potrebbe essere il seguente:



*Schema 51: Possibile arrangiamento dei vari elementi del sistema di gestione dell'olio*

L'immagine sopra riporta uno schema semplificato di come potrebbero essere arrangiati i vari componenti per la gestione dell'olio alla scatola di test. Le varie parti sono le seguenti:

1. Scambiatore di aggiustamento fine a bordo banco. Dotato di resistenze di riscaldamento a bassa inerzia termica e di serpentina di circolazione dell'acqua. Deve contenere una quantità di olio tale da non poter essere smaltita nei tempi caratteristici di risposta dei sistemi di raffreddamento/riscaldamento (come ordine di grandezza potremo essere intorno ai 5 litri)

2. Scambio rigenerativo con scambiatore in controcorrente: l'olio caldo in uscita dalla

scatola di test scambia calore con la portata alla scatola di test, di modo che lo scambiatore 1 abbia solo la funzione di correzione (poco impegnativa dal punto di vista energetico)

3. Serbatoio di accumulo, da valutare se coibentato o meno.

4. Pompa di mandata (che può alimentare anche la sezione di rinvio, visto che il riscaldamento avviene a valle dell'uscita della pompa stessa)

5. Sezione di prova

Il circuito blu è quello di mandata dell'olio, il rosso quello di ritorno (i colori non hanno a che fare con le temperature). Le due portate non si mescolano nel loro percorso. Da notare:

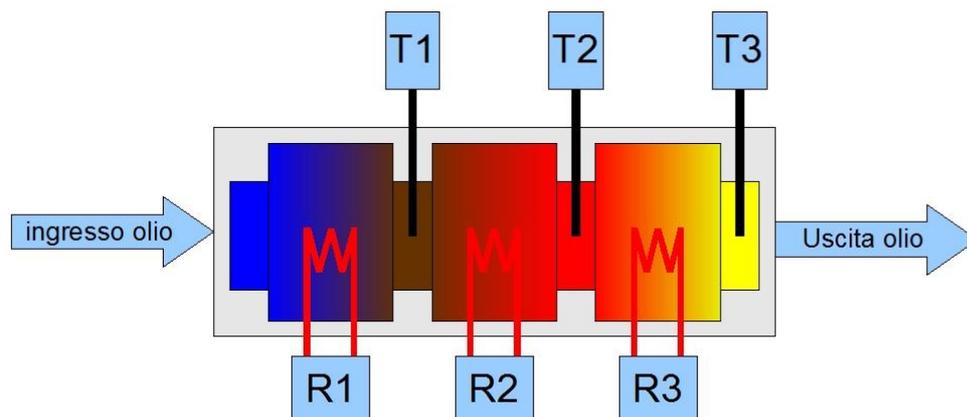
1. La parte ad alta temperatura del circuito idraulico è solo quella presente oltre lo scambiatore in controcorrente 2 lato scatola di prova. In condizioni di rigenerazione perfetta e perfetta coibentazione delle parti il calore fornito dallo scambiatore 1 è soltanto quello necessario a far riscaldare la volumetria di olio presente in questa parte di circuito dalla temperatura ambiente alla temperatura di prova.

2. In condizioni di non reversibilità la parte di circuito dallo scambiatore in controcorrente al serbatoio rimane comunque più fredda, ed essendo le perdite grosso modo lineari nella differenza di temperatura esse rimangono comunque più basse che in assenza dello scambiatore. Avere comunque questa parte di circuito a temperatura più bassa riduce la necessità di coibentazione. Realizzando una buona rigenerazione potrebbe essere addirittura superfluo o dannoso coibentare il serbatoio. Si veda il punto seguente.

3. La sezione di rinvio potrebbe venire alimentata da olio freddo, o comunque più freddo di quello che alimenta le ruote di test, spillato a valle della pompa di mandata, riducendo la criticità della lubrificazione su di esse. Volendo mantenere fredda la portata d'olio alle ruote di rinvio potrebbe essere dannosa una coibentazione del serbatoio, ed auspicabile spingere il rendimento di rigenerazione sullo scambiatore 2

4. con un sistema siffatto sarebbero nulli i tempi di riscaldamento del banco, eccezion fatta per l'andata a regime della temperatura della sezione di prova. Si consideri che allo stato attuale delle cose si deve riscaldare prima di partire una quantità di olio di circa 170lt , con tempi molto lunghi e scarsissima uniformità di temperatura all'interno del serbatoio (si è rilevato con termometro a infrarossi differenze di temperatura da un punto all'altro del serbatoio di oltre 50 gradi)

5. Un sistema come questo necessita di uno scambiatore con grande potenza di scambio , modulabilità, e tempi di risposta molto rapidi. Per realizzare questa cosa per via elettrica si potrebbe pensare di utilizzare un certo numero di resistenze e termocoppie intervallate, secondo il seguente schema:



*Schema 52: Possibile schema di riscaldatore modulare*

### 8.6 Sistema di sustentazione idrostatica

Sviluppo sui campioni di prova potrebbe essere infine l'applicazione su di essi di un sistema di sustentazione idrostatico. Tali marchingegni lavorano di norma in condizioni di lubrificazione limite, e affidano al rodaggio l'ampliamento dell'area di contatto, Potrebbe essere studiato un sistema di lubrificazione idrostatico che inietta olio nel punto di contatto tra vite e ruota, separando le superfici. Per poter fare una cosa simile è necessaria una ottima conoscenza

## 8.6 Sistema di sustentazione idrostatica

dell'area di contatto e dello sviluppo di essa al variare della posizione reciproca di vite e ruota. Potrebbero essere immaginati una serie di canalizzazioni idrauliche (sulla ruota o sulla vite) che vengono attivate al variare della posizione del punto di contatto, di modo da iniettare olio ad alta pressione proprio su di esso. Il banco Worm Rig sarebbe particolarmente adatto a questo tipo di studio, potendosi variare la posizione reciproca tra ruota e vite.

## *Ringraziamenti*

Ed eccoci ai ringraziamenti. Una parte di questo lavoro che dà la possibilità di esprimere il modo di sentire nei confronti del lavoro affrontato e forse anche della vita in toto. Un tributo alle persone che mi hanno guidato attraverso questa lunga odissea, ma anche al percorso stesso per arrivare a questo punto. Una tappa che chiude oltre che un periodo di studio anche una fase della vita, una fase in cui l'onda caricata sulla linea di battigia della spiaggia sta per stendersi sul bagnasciuga restituendo al mondo quello che ha prima incamerato, in una forma variata, reinterpretata, e si spera utile per gli altri. Non certo la fine di un percorso, ma sicuramente un cambio di marcia, di fronte al quale la vita stessa cambia. Tante le persone che ho incontrato, tante le esperienze che ciascuna di esse mi ha scolpito dentro, difficile disbrogliare il groviglio di fili e connessioni che oramai mi compongono. Un uomo non è che il frutto della propria esperienza e l'esperienza cresce come le piante sull'humus dato dalla realtà e dagli altri, e così procediamo.

Ringrazio il professor Enrico Manfredi di avermi dato la possibilità di lavorare su un argomento di mio interesse, e di essere stato anche e soprattutto dal punto di vista umano un punto di riferimento. Ringrazio i ragazzi dell'AM Testing, Salvatore Manconi, Michele Amorena, amici più che relatori di tesi, e insieme a loro tutti quelli con cui ho lavorato, tra cui Isidoro Mazzitelli, Ida Bartilotta, Fabio Mattioli, Francesco Guerrieri e tutti gli altri. Non dimenticherò le mangiate allo Scalbatraio e le discussioni ardite intorno alle cause prime del mondo e alla lunghezza di talune persone umane.

Ringrazio i miei amici, Daniele Calabrò, 'Il Calabro', compagno di tante malefatte.. Nduja e

## Ringraziamenti

peperoncini sempre a portata di mano, Roberto Zuddas sardo DOC, anche se alto(???) valido interlocutore nel lavoro e nella vita, Claudio Luciani, gigante vendicativo e autoreferenziale (124 kg di simpatia), Daniela Brunetti, amica consolatrice e imperativa, l'indimenticabile Luca Pasqualino(altra calabrese DOCG), Andrea Ferrara, 'Rambino' giovine architetto dalle larghe vedute, Andrea de Matteis, chitarrista ormai perduto, Vincenzo Cefalì, sempre nervosa ma bravo, e in generale tutti quelli che con poco o con tanto mi hanno cambiato.

Ringrazio Marjolein, la mia ragazza, una stella apparsa quasi alla fine di questo cammino, ma non per questo meno luminosa. Carburante per accendere quel postbruciatore intellettuale che permette di puntare gli occhi verso il cielo

Ringrazio la mia famiglia, i miei genitori, capaci di capirmi e ascoltarmi (forse sarebbe meglio dire 'sopportarmi') anche quando le giornate erano grigie, il motore scarburato e le ruote infisse nel pantano, mio fratello Francesco, che con la sua presenza urlante ha reso più movimentata la situazione, e i miei nonni. È grazie a tutti loro se son qui, e a loro dedico questo lavoro.

Un ringraziamento infine alla Scienza, unica vera barca per domare i flutti della stige. Ringrazio la Scienza vera, quella pulita e autofunzionale, senza compartimenti stagni né confini, simmetrica e apolare. Quella che consente di guardare con gli stessi occhi mondi diversi, quella che lega l'intelletto alla realtà. La scienza che è prima di tutto libertà di sognare, di dire che 2+2 fanno 4 di guardare oltre la visione. La scienza che permette di costruire un'identità più che una posizione sociale. La scienza vissuta sul campo, della mola e del cacciavite, del termometro e dell'oscilloscopio, di tanti fallimenti e di qualche successo. La scienza che vede il legame col passato come supporto e trampolino per guardare al futuro, quella che non dimentica i grandi progettisti e soprattutto le loro opere. Poco importa che poi essa si solidifichi nelle forme pulite del Concorde o in quelle arrotondate della Fiat 500. La Scienza della funzione, pura, priva di

## Ringraziamenti

sovrastutture. No Dottor Faust, non farò come te negli anni che verranno, cercherò di lasciarmi intridere dalle esperienze senza volerle catturare ed ingabbiare. Lascero che loro permeino la mia anima e poi osserverò le loro incisioni. E quando potrò cercherò di mettere a disposizione degli altri il mio sangue e il mio sudore.

Alessandro Burchianti

## *Postfazione*

Tutti i dati utilizzati per creare il seguente lavoro derivano dall'opera 'Elementi di macchine' di Niemann Winter. Un buon approccio e ricchezza di informazioni in merito agli standard può essere reperita sul sito <http://www.roymech.co.uk/>.

I software utilizzati per il presente lavoro sono i seguenti:

- Dassault Sistem CATIA V5 , modellatore tridimensionale
- Geomagic Studio 10, lavoro su rilievi 3D e confronto modelli

Il presente lavoro, insieme con varie parti di documentazione è stato realizzato mediante la suite Open Office, edita dalla Sun system. Si tratta di software con licenza libera scaricabile direttamente dalla rete. Merita un tributo per la sua qualità e completezza.