# POLITECNICO DI TORINO

# Corso di Laurea Magistrale in INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea Magistrale:

Metodi per il miglioramento della vita utile dei componenti meccanici attraverso modelli sperimentali di tribologia



Rel	ato	ri:

Prof. Luigi Mazza Prof. Andrea Mura Candidato: Riccardo Cannone

.....

.....

# A.A 2017/2018

# Sommario

Oggigiorno i fenomeni di pitting, micropitting e scuffing rappresentano le principali cause di danneggiamento degli ingranaggi. L'industria, nel corso degli anni, per migliorare la vita utile di questi componenti meccanici, ha ricercato nuove combinazioni di: tipo di materiali, trattamenti superficiali, e olii lubricanti. Per valutare i risultati di tali sviluppi sono state condotte una serie di prove sperimentali su banchi prova ad ingranaggi in condizioni operative controllate.

Questo lavoro di tesi, attraverso l'utilizzo di di diverse tipologie di tribometri (FZG, twin disk, foru ball, ...), presenta dei metodi sperimentali che simulano il contatto tra ruote dentate al fine di analizzare i fenomeni di danneggiamento.

Il progetto è stato sviluppato all'interno del centro tecnologico IK4-Tekniker (Eibar, Spagna) attraverso il programma di tesi all'estero promosso dal Politecnico di Torino. Si è partiti da un progetto che ha visto coinvolte tre aziende che si occupano della progettazione e produzione di motoriduttori e sono stati prefissati due obiettivi principali. Il primo è stato quello di individuare il materiale più resistente ai fenomeni di fatica hertziana e scuffing. Le prove in questo caso sono state eseguite sulla macchina FZG ed è stata eseguita un'analisi su una certa combinazione di materiali con diversi trattamenti superficiali e valori di rugosità. Il secondo obiettivo è stato quello di ottenere gli stessi risultati utilizzando differenti tribometri in modo da individuare dei criteri di scala tra le diverse macchine.

Nella prima fase del lavoro, per ogni tribometro è stato sviluppato un modello che, a partire dai dati di input alla macchina, permettesse di determinare i parametri tribologici che caratterizzano il contatto. Successivamente è stata sviluppata l'attività sperimentale prima sulla macchina FZG e in seguito sui seguenti tribometri: twin disk, four ball, multispecimen.

# Abstract

Nowadays pitting, micropitting and scuffing represent the main causes of damage on the gears. During the years industry has researched new combinations of material type, surface treatments, chemical-physical treatment processes and oils lubricant to improve the useful life of these mechanical components. In order to assess the results of these developments, a series of experimental tests were conducted on gear-test benches under controlled operating conditions.

This thesis developed experimental methods that simulate the contact between toothed wheels in order to analyse the phenomena of damage using different tribometers (FZG, twin disk, foru ball, ...).

The project was conducted at the technological centre IK4-Tekniker (Eibar, Spagna) through thesis abroad program promoted by Politecnico di Torino. It involved three companies that deal with the design and production of gearmotors and It presented two main objectives. The first was to identify the material more resistant to Hertzian and scuffing fatigue phenomena. The tests in this case were performed on the FZG machine analysing a certain combination of materials with different surface treatments and roughness values. The second goal was to achieve the same results using different tribometers and identifying the criteria of scale between the different machines.

In the first phase of the work, for each tribometer was developed a model that computes the tribological parameters of the contact from the input data settled to machine.

After that It was developed the experimental activity in the first place on the FZG machine and later in the following tribometer: twin disk, four balls, multispecimen.

# **INDICE**

1	. INT	FRODUZIONE	1	
	1.1	Motivazioni e background	1	
	1.2	Fenomeni di danneggiamento	3	
	1.2	.1 Pitting	3	
	1.2	.2 Micropitting	6	
	1.2	.3 Scuffing	8	
	1.3	Procedure standard relative ai fenomeni d'usura	9	
	1.4	Test di simulazione eseguiti su Twin disk machine 1	2	
	1.5	Test di simulazione eseguiti sulla macchina Four ball2	2	
	1.6	Scopo e obiettivi	4	
	1.7	Thesis Outline	6	
2	. MC	DDELLI TEORICI	7	
	2.1	Pressione di contatto secondo Hertz	7	
	2.2	Lubrificazione	1	
	2.2	.1 Regime di lubrificazione	1	
	2.2	.2 Lubrificazione limite	4	
	2.2	.3 Lubrificazione mista	5	
	2.2	.4 Lubrifiazione elasto-idrodinamica	5	
	2.2	.5 Attrito	6	
2.3 Modello per ruote dentate				
	2.3	.1 Geometria	7	
	2.3	.2 Cinematica	0	
	2.3	.3 Pressione massima di contatto	2	
	2.3	.4 Spessore minimo di lubrificante	4	
	2.3	.5 Risultati del modello	5	
	2.4	Modello twin disk	7	
	2.4	.1 Geometria	.7	

2.4.2	Velocitaè di Slittamento	
2.4.3	Pressione Hertziana	49
2.4.4	Spessore minimo di lubrificante	49
2.5 Mo	dello Four Ball	51
2.5.1	Geometria	
2.5.2	Velocità di slittamento	
2.5.3	Pressione di contatto	
2.5.4	Spessore minimo di lubrificante	
2.6 Fal	ex Multispecimen rolling\sliding	55
2.6.1	GEOMETRIA	55
2.6.2	Velocita' Slittamento	56
2.6.3	Pressione di contatto	
2.6.4	Lubrificazione	57
3. PROVA	SPERIMENTALE FZG	
3.1 Des	scrizione della macchina	59
3.2 Ma	teriali Utilizzati	60
3.2.1	Elemento di studio	60
3.2.2	Trattamenti termico	61
3.3 Cri	terio per determinare la combinazione di materiali	
3.3.1	Lubrificante utilizzato	
3.3.2	Prove preliminari Multispecimen	65
3.4 Pro	va sperimentale	69
3.4.1	Risultati sperimentali	70
3.4.2	Risultati del modello	73
3.5 Cor	nclusioni	76
4. FENOM	IENI DI DANNEGGIAMENTO SULLA MACCHINA TWIN DISK	78
4.1 Des	scrizione della macchina	78
4.2 Tes	t per il fenomeno di pitting	

	4.2.	Materiali				
	4.2.	2 Specifiche della	prova			
4.2.3		8 Risultati delle pr	ove sperimentali			
	4.2.	Conclusioni				
	4.3	Test per il fenomeno o	li scuffing94			
	4.3.	Materiali				
	4.3.	2 Specifiche della	prova			
	4.3.	B Risultati dei test.				
	4.3.	Conclusioni				
5.	Svil	uppo dei fenomeni di s	scuffing attraverso la macchina Four Ball104			
	5.1	Descrizione della mac	china104			
	5.2	Materiali				
	5.3 Test preliminari					
5.4 Specifiche della prova		ı				
5.5 Risultati delle prove		Risultati delle prove				
5.6 Confronto twin disk - four ball		four ball122				
	5.6.	Conclusioni				
6. Sviluppo di pitting sulla macchina Multispecimen			acchina Multispecimen126			
<ul><li>6.1 Dese</li><li>6.2 Mat</li></ul>		Descrizione della mac	china			
		Materiali utilizzati				
	6.3	Specifiche della prova				
	6.4	Risultati delle prove				
	6.5	Confronto Multispeci	men e Twin disk144			
	6.5.	Conclusioni				
В	ibliogra	fia				
IV	NDICE	FIGURE				
R	INDICE TABELLE					

# **CAPITOLO 1:**

# 1. INTRODUZIONE

## 1.1 Motivazioni e background

Gli ingranaggi sono una tipologia di trasmissione meccanica largamente diffusa al giorno d'oggi, vengono impiegati infatti nel settore degli impianti industriali, quello automotive fino ad arrivare ad applicazioni più estreme come i sistemi di trasmissione in elicotteri.

L'efficienza e la durevolezza di questi componenti dipendono fortemente dalle loro prestazioni tribologiche che determinano l'insorgere di fenomeni di fatica e usura quali pitting, micropitting, scuffing ecc. Nell'ottica di migliorare le prestazioni di questi componenti e la loro vita utile nel corso degli anni è stata condotta una ricerca per individuare soluzioni innovative che permettessero di caratterizzare i lubrificanti, la combinazione di materiali e i trattamenti termici per migliorare la resistenza.

La ricerca ha portato allo sviluppo di metodi in grado di riprodurre e simulare il contatto degli ingranaggi attraverso prove tribologiche in laboratorio eseguite su tribometri; ovvero macchine appositamente costruite per la caratterizzazione del contatto in termini di attrito e usura. In letteratura possiamo trovare questo tipo di analisi oltre che per gli ingranaggi anche per quanto riguarda altri componenti come cuscinetti, camme e guarnizioni.

La ragione che ha portato allo sviluppo di metodi sperimentali utilizzando tribometri è dettata da molteplici ragioni. Un motivo è quello di studiare i meccanismi di usura e attrito che compaiono in specifici componenti, altri motivi sono ad esempio la classificazione dei materiali e lubrificanti per le attrezzature esistenti o la selezione di materiali e lubrificanti per nuove applicazioni.

Questo lavoro si focalizza sulla sullo sviluppo di metodi sperimentali per simulare il contatto di componenti reali in modo da migliorare la vita utile dei componenti meccanici rispetto a fenomeni di usura.. La complessità dei test può variare così come il tempo (Torbacke, 2014). Si possono individuare le seguenti tipologie di test

#### • Field test

Vengono applicati per valutare le proprietà tribologiche in un'applicazione reale. Sono generalmente eseguiti in condizioni operative ordinarie e la durata del test è di solito molto lunga, settimane o mesi e in alcuni casi più di un anno. Durante questi test il contatto tribologico può essere sottoposto a una varietà di stress e condizioni di carico. Di conseguenza, potrebbe non essere possibile valutare l'influenza di diversi fattori, come il contenuto di acqua nel lubrificante, variazioni di carico nel contatto e così via. In caso di guasto di un componente o di un sistema, può anche essere difficile identificare l'esatto motivo del fallimento. In questo modo, i test di campo misurano le proprietà del sistema senza caratterizzazione delle proprietà di contatto tribologiche. I test di campo sono costosi a causa del lungo tempo di prova e l'utilizzo di componenti e condizioni reali.

#### • Bench test

Sono effettuate con parti o sottosistemi di un sistema meccanico o macchinari in un ambiente di laboratorio. Un esempio è la prova di olii in motori reali in un laboratorio, piuttosto che in un veicolo reale come in una prova sul campo. In confronto con i test sul campo i test di banco consentono un migliore controllo delle variabili di prova, nonché migliori possibilità di registrazione in tempo reale di condizioni di test, quali temperatura, pressione o prodotti di combustione ed emissioni.

#### • Component test

Sono test set-up progettati con parti originali, ma in un sistema semplificato. I test dei componenti consentono, ad esempio, di stimare la durata in qualsiasi ambiente controllato selezionato e la registrazione delle condizioni di prova che non è possibile fare sui field test; inoltre rispetto ai precedenti risultano meno costosi

#### Model test

Vengono applicati per simulare le condizioni tribologiche che caratterizzano un certo componente reale. A differenza dei precedenti sono eseguiti in un ambiente di laboratorio in condizioni di test controllati e questo permette di effettuare test precisi e ripetibili. Un motivo per eseguire questi test può essere ad esempio quello di simulare il carico critico a cui è sottoposto un ingranaggio, oppure caratterizzare materiali e lubrificanti in termini di pressione di contatto e velocità di scorrimento. I risultati di queste prove, tra cui la valutazione dei meccanismi di usura e attrito, possono essere facilmente correlata ai parametri in esame. Le piccole dimensioni e la geometria semplice dei campioni rendono le prove relativamente a basso costo, e molti test possono essere spesso eseguiti in un breve periodo di tempo aumentando l'accuratezza dei risultati.

#### **1.2** Fenomeni di danneggiamento

Nel seguente paragrafo verranno esposte le principali modalità di danneggiamento, analizzandone qualitativamente le modalità di sviluppo e propagazione (Alban, 1985).

#### 1.2.1 Pitting

Si tratta di una modalità di guasto comune negli ingranaggi, cuscinetti o qualsiasi altro elemento che funziona con rotolamento / slittamento e che è sottoposto ad alte pressioni Hertziane di contatto con un elevato numero di cicli. Il pitting è un fenomeno di affaticamento superficiale che si verifica quando una piccola crepa si forma in un punto vicino a la superficie del contatto. La spaccatura si propaga per una piccola distanza ogni ciclo di carico ramificandosi fino ad arrivare sulla superficie. Quando la spaccatura è cresciuta sufficientemente da separare una parte della superficie si forma un "*Pit*" o fossetta. A seconda della dimensione si possono individuare tre scale di grandezza anche se l'origine è sempre la stessa, ovvero tre fenomeni di affaticamento superficiale:

• *Spalling:* Trucioli di materiale sulla superficie, si sviluppano attraverso un processo di coalescenza. Differenti "*pit*" si uniscono per dar origine ad uno più grande



FIGURA 1.1ESEMPIO SPALLING

- *Pitting:* Anche se gli autori non sono d'accordo sulle dimensioni che separa pitting da micropitting è stato stabilito (Alban, 1985) che D < 5-10µm (dimensione massima del "pit") è considerato micropitting, e quindi D > 5-10µm è considerato pitting. Nella figura 1.2 si possono vedere diversi casi di pitting e un dettaglio della fossetta formatasi.
- *Micropitting*: È un fenomeno simile al pitting che si manifesta in scala molto più piccola.

In teoria non c'è un limite alla fatica superficiale per non avere pitting, infatti questo si verifica a basse pressioni di contatto dopo un sufficiente numero di cicli (F., 2002).

Nei fenomeni di pitting svolgono un ruolo importante sia i materiali a contatto che il lubrificante. Alcuni dei fattori di influenza relativi al materiale sono elencati di seguito:

- Finitura superficiale, rugosità.
- Materiale, processo di fabbricazione e trattamento termico.
- Inclusioni, difetti, ...



FIGURA 1.2 PITTINNG FORMATO SUL FIANCO DEL DENTE DI DIFFERENTI INGRANAGGI E L'ANALISI A MICROSCOPIO DEL PIT

Mentre altri fattori di influenza relativi al lubrificante e alle condizioni operative sono indicati qui di seguito:

- Spessore del film.
- Coefficiente di attrito.
- Distribuzione della pressione.

Allo stesso modo, le condizioni operative del contatto (velocità, carichi,) influenzano il coefficiente d'attrito o spessore del film. In generale, per aumentare la resistenza alla fatica si deve cercare di avere tensioni di contatto, oltre ai materiali e lubrificanti con una certa rigidezza, che danno origine ad alti spessori del film di lubrificante. Ci sono una moltitudine di variabili geometriche, come ad esempio in un ingranaggio il diametro, la larghezza del dente, il numero di denti, l'angolo di pressione che può essere ottimizzato per ridurre la tensione di contatto. I materiali e i trattamenti termici devono essere scelti in modo da fornire superfici dure ad alta resistenza. La massima resistenza a pitting è ottenuta con trattamenti di cementazione o nitrurazione che oltre a generare superfici resistenti permettono di rilasciare tensioni di compressione residue diminuendo la tensione di contatto. L'inconveniente di utilizzare superfici temprate è che il trattamento

è costoso e che richiede una finitura superficiale. Per ottenere alti spessori del film è necessario somministrare olio freddo, senza umidità, con una viscosità sufficientemente elevata e con alto coefficienti di viscosità-pressione. Nella figura 1.3 è mostrato un fenomeno di pitting sul fianco del dente di un attrezzo



FIGURA 1.3 PITTING SULLA SUPERFICIE DI UN INGRANAGGIO

In sintesi, e come consigli generali per prevenire pitting (R, 2005) occorre:

- Ridurre la tensione di contatto, ridurre i carichi e ottimizzare la geometria.
- Utilizzare materiali esenti da inclusioni e difetti, con trattamenti superfici che forniscono elevata durezza (cementazione onitrurazione).
- Utilizzare una quantità adeguata di olio freddo, pulito e secco con un'adeguata viscosità.

## 1.2.2 Micropitting

Sulle ruote dentate, allo stesso modo del pitting, la fatica hertziana dà origine a crepe dell'ordine dei millimetri chiamati micropitting. Negli elementi più resistenti con trattamenti superficiali (cementazione, nitrurazione, induzione o fiamma) il danneggiamento si verifica su una scala molto più piccola dell'ordine di 10µm (R, 2005) . Le cause che provocano queste microlesioni, sono da ricercarsi nello stress superficiale a cui sono sottoposte le dentature, dovuto allo strisciamento delle due superfici di contatto. Risulta quindi preponderante per l'analisi del micropitting, lo studio dello spessore del film di lubrificante e, più in generale, delle condizioni di lubrificazione.

Lo studio del micropitting è relativamente recente, in quanto è stato spesso confuso con fenomeni di usura, e la frequenza con la quale si presenta è aumentata anche grazie agli

studi sempre più approfonditi sui lubrificanti, in grado ormai di limitare al minimo l'insorgere di aderenze tra le superfici.



FIGURA 1.4 MICROPITTING E DEFFERENTI MICROGRAFIE CON DETTAGLI SEMPRE PIÙ AMPLIFICATI DELLA SUPERFICIE.

Con un SEM (microscopia elettronica a scansione) è stato trovato che l'origine del micropitting è lo stesso di pitting, ma su una scala molto più piccola (KOENIGSBERGER, 1967)



 $FIGURA \ 1.5 \ Superficie \ di \ una \ ruota \ con \ danneggiamento \ da \ micropitting$ 

Lo sviluppo progressivo di questi micro crateri (figura 1.5), provoca una modifica del profilo e un conseguente squilibrio nei carichi trasmessi, che portano a un ulteriore danneggiamento della superficie del dente. Il micropitting raramente provoca forti problemi alla trasmissione, il più delle volte il suo effetto è quello di favorire la nascita di altre tipologie di danneggiamento, sia superficiali come il pitting, sia strutturali come la rottura per flessione del dente, innescata dalla concomitanza dei danneggiamenti superficiali e degli squilibri di carico.

### 1.2.3 Scuffing

Il fenomeno di scuffing, come presente nel libro (Alban, 1985), è definito come un danno localizzato, causato dalla saldatura di fasi solide tra due superfici striscianti. È accompagnato dal trasferimento di metallo da una superficie all'altra, dovuto al processo di saldatura e rottura. Tale fenomeno può verificarsi in ogni contatto strisciante o rotolante nel quale la pellicola di olio non sia abbastanza spessa per separare le parti a contatto ed i suoi sintomi consistono in superfici microscopicamente ruvide, opache, lacerate.



FIGURA 1.6 RUOTA A DENTI DRITTI, DANNEGGIATA PER SCUFFING

C'è la possibilità di grippaggio nelle situazioni dove le ruote lavorino in regime di lubrificazione limite; infatti, se la pellicola di lubrificante è insufficiente per prevenire significativi contatti tra i membri, gli strati di ossido che normalmente proteggono le superfici dei denti si lacerano e le sottostanti parti metalliche possono saldarsi insieme. Lo strisciamento presente tra i denti delle ruote provoca poi la rottura delle giunzioni saldate, il trasferimento di metallo ed il danno. Queste microsaldature sono visibili al microscopio come un accumulo di materiale sul fianco del dente, e sono caratteristiche delle zone dove la velocità di scorrimento è alta, in prossimità della testa e del piede del dente. A differenza del pitting questo fenomeno non è un fenomeno di fatica e può presentarsi anche immediatamente dopo il primo avviamento. La teoria di Blok della temperatura critica (H.Blok, 1970) è ritenuta il metodo migliore per prevedere lo scuffing; essa afferma che si verifica nei denti delle ruote che strisciano in condizioni di lubrificazione limite quando la massima temperatura di contatto dei denti raggiunge un valore critico. Per gli oli minerali senza additivi E.P. ogni combinazione di olio e materiale di frizione ha una propria temperatura critica di grippaggio che è costante e indipendente dalle condizioni operative. Le temperature critiche di grippaggio, invece, non sono costanti per i lubrificanti sintetici e per quelli con additivi; esse devono essere determinate mediante appositi test che simulano da vicino le condizioni.

#### **1.3** Procedure standard relative ai fenomeni d'usura

In questo paragrafo sono presentati alcuni metodi standard presenti in letteratura per caratterizzare i fenomeni di fatica e di scuffing che si sviluppano sulle ruote dentate. Questi metodi, supportati dalla AGMA prevedono lo sviluppo di prove sperimentali attraverso la macchina FZG, che come sarà approfondita nei successivi paragrafi, è costituita essenzialmente da una coppia di ruote dentate e va a simulare il funzionamento di componenti reali. I provini e gli standard utilizzati oggigiorno risultano però molto dispendiosi e tuttavia non vi sono in letteratura metodi o parametri che permettono di correlare i risultati di queste prove direttamente sui componenti reali.

#### Pitting e Micropitting litterature review

I fenomeni di fatica quali pitting e micropitting sono fenomeni che compromettono le prestazioni delle ruote dentate fino a portarle a rottura. Sono influenzati da diversi parametri tribologici quali pressione di contatto, rotolamento, slittamento, attrito e lubrificazione; per questa ragione vengono analizzati attraverso prove sperimentali che mirano a migliorare le prestazioni degli ingranaggi e la loro vita.

Nel corso degli anni il gruppo di ricerca condotto da Prof. B. Höhn, Dr.-Ing. P. Oster e Dipl.-Ing. T. Radev presso il FZG Gear Research Centre of the Technical University Munichin ha sviluppato importanti ricerche e procedure che hanno permesso di analizzare questi fenomeni e trovare soluzione per migliorarne le prestazioni.

Nell'articolo (Höhn B.-R., 1987) cui viene descritta una procedura sperimentale per l'analisi del fenomeno di pitting che successivamente sarà applicata come UNI 3990. Questo fenomeno è una forma di guasto per fatica che si presenta nel moto di rotolamento delle superfici a contatto. Le condizioni di lubrificazione delle ruote dentate sono un fattore molto determinante per le la vita utile e sono dunque determinanti per la manifestazione di fenomeni di fatica. In letteratura è stato dimostrato che le tensioni sul fianco del dente sono influenzate dallo spessore minimo di lubrificante, dalla struttura superficiale e dalle interazioni fisico-chimiche tra lubricante e superficie (M.Godet, 1981). Questi effetti sono difficilmente calcolabili, dunque in questo lavoro è stata individuata una procedura che caratterizza l'olio lubrificante di ruote dentate cilindriche rispetto al fenomeno di pitting. La procedura interessa oli aventi viscosità compresa tra ISO VG32 e ISO VG220 e le prove prevedono una prima fase di running a basso carico eseguita ad una temperatura e per un periodo prefissati. Dopodiché viene imposto un certo carico e la prova termina quando vi è la comparsa di pitting sulla superficie. Il danno viene valutato considerando il numero di cicli rispetto alla probabilità che si verifichi il danno e la percentuale di superficie danneggiata e la percentuale di materiale perso. Nel 1993 partendo dal lavoro precedente nell'articolo (Hohn, 1993) è presentata la procedura per caratterizzare i lubricanti rispetto al fenomeno di micropitting. In questo caso le prove sono eseguite in diversi stage a carico crescente e i fianchi del dente sono ispezionati dopo ogni stage. Come per la prova a pitting vengono fissati la temperatura dell'olio in ingresso, la classe di acciaio, la temperatura dell'olio in ingresso, la rugosità e la durata della prova. In questo caso per valutare l'effetto dell'usura viene considerata la percentuale della superficie danneggiata, la dimensione dell'area affetta da micropitting e la deviazione dei fianchi del dente. Rispetto a questi parametri viene determinata la resistenza del lubrificante. Occorre tener presente che per entrambe le prove i risultati sono comparabili qualora i provini abbiano gli stessi valori di rugosità. Durante gli anni sono stati sviluppati diversi lavori che hanno portato lo stesso gruppo a ottenere nuove procedure ottimizzate.

Successivamente nell'articolo (Höhn, 1997) è presentato un metodo sperimentale per determinare la capacità di carico degli oli lubrificanti relativamente al fenomeno di pitting. Sebbene la precedente procedura sia un buon metodo è stato apportato un miglioramento per quanto riguarda la durata dei test e la riproducibilità. Nel 2006 invece nell'articolo (Höhn, 2006) è stato sviluppato e testato il DGMK, test di breve durata a pitting. Questo metodo, partendo dalla capacità di carico nota dalle prove viste precedentemente, categorizza i lubrificanti per quanto riguarda la loro resistenza a pitting e gli divide in classi di basso, medio e alto carico. La procedura di prova richiede circa 2 settimane e rappresenta una procedura di corta durata, che differenzia i lubrificanti per quanto riguarda la loro capacità di resistenza a pitting con buona ripetibilità e con una durata di prova accorciata. Questa deve essere vista principalmente come un supplemento ai metodi di test esistenti. La stessa procedura viene determinata per quanto riguarda il micropitting negli anni precedenti nel seguente articolo (B.Höhn, 2002).

#### Scuffing litterature review

Il fenomeno si scuffing è un tipo di usura che si verifica a causa della rottura del film di pellicola lubrificante nello slittamento dei fianchi dei denti. Anche in questo caso attraverso la macchina FZG sono state determinate delle procedure standard che permettono di sviluppare questo fenomeno e caratterizzare alcuni parametri. Questo fenomeno è influenzato infatti da parametri tribologici quali cinematica, lubrificazione, temperatura carico, superficie ecc. Lo stesso gruppo di ricerca dell'università di Monaco, attraverso la macchina FZG nell'articolo (Höhn B.-R., 1999) determina, come nei lavori precedenti un metodo per caratterizzare la capacità di carico degli oli lubrificanti rispetto a questo fenomeno. Sulla base di questa ricerca viene determinata la norma DIN ISO 14635 che rappresenta lo standard in uso. Il metodo a seconda del casi applica diversi stage a carico crescente con specifiche condizioni (velocità di rotazione, geometria, temperatura ecc). Al termine di ogni stage vengono esaminati i fianchi del dente e viene misurata l'area danneggiata. La prova è considerata terminata nel momento in cui questa superi un determinato valore.

## 1.4 Test di simulazione eseguiti su Twin disk machine

In questo paragrafo sono riportati alcuni lavori di ricerca in cui si è cercato di simulare il contatto delle ruote dentate attraverso una macchina twin disk in modo da analizzare i fenomeni di fatica già citati. Questa macchina di prova, descritta nei capitoli seguenti, è costituita da un banco prova in cui vengono a contatto due dischi aventi una certa velocità di rotazione. In questo caso la geometria è differente però il contatto è di linea come per le ruote dentate. Per quanto riguarda le condizioni cinematiche e dinamiche nella macchina twin disk fissata la forza normale e le velocità di rotazione dei dischi queste rimangono costanti mentre per gli ingranaggi variano lungo il profilo del dente.

Nel lavoro (Onions, 1974) per l'analisi del fenomeno di pitting sono stati eseguiti dei test sperimentali su una coppia di ruote dentate, i risultati sono stati successivamente simulati e comparati con una macchina Twin disk. Questa ricerca parte dai lavori (Downson, 1961) (Downson, 1962) dove viene dimostrata l'influenza della lubrificazione e della rugosità superficiale rispetto al fenomeno di pitting attraverso il parametro adimensionale **D** (rugosità superficiale / spessore minimo di lubrificante). L'attività sperimentale, condotta da Dawson, è stata sviluppata su una macchina a dischi e in letteratura non ci sono state dimostrazioni che potessero correlare i risultati ottenuti su tale macchina rispetto al componente reale. Questo lavoro di ricerca cerca di colmare questo gap eseguendo i test sia sulla macchina twin disc che sul componente reale confrontando i risultati ottenuti.

I test che sono stati eseguiti sulla macchina twin disk sono stati caratterizzati dallo stesso carico che, secondo la teoria di Hertz, ha sviluppato una pressione di circa 1.5 GPa; mentre sono stati variati i seguenti parametri: strisciamento specifico, viscosità, velocità e rugosità superficiale.

Sono stati eseguiti sulla macchina twin disk 20 test combinando i seguenti parametri.

- *Il rapporto tra strisciamento e rotolamento:* è stato variato utilizzando due tipi di rapporti dimensionali tra i dischi, dunque sono stati utilizzati due gruppi di provini che utilizzano dischi di differente dimensione.

- *La viscosità:* è stata variata in due modi, in primo luogo controllando la temperatura in ingresso e in secondo luogo utilizzando due oli differenti. Prodotti dallo stesso stock di base presentavano viscosità differenti.
- La velocità periferica dei dischi ha presentato due valori per ogni gruppo di test.
- La rugosità superficiale, è stata variata in modo tale che ci fossero tre gruppi di materiali aventi *Ra* compreso nei seguenti range [0,25-0.30] μm, [0,65-0,75] μm e [1,8-2,3] μm.

Successivamente sono state eseguiti i test sulle ruote dentate in cui le variabili di viscosità, velocità e rugosità superficiale sono state imposte identiche a quelle scelte sulla macchina twin disk e le combinazioni dei test sono state scelte in modo da andare a valutare varie condizioni di funzionamento. Il carico è stato imposto in modo da sviluppare lo stesso valore di pressione Hertziana (1,5 GPA) mentre la velocità di rotazione sul pignone è stata di 500, 1200 e 3000 rpm . La temperatura per le prove è stata fissata a 30°C, 45°C e 70°C, però questi valori differiscono da quelli misurati a causa del riscaldamento dovuto all'attrito. Gli olii utilizzati e le relative proprietà sono identici a quelli delle prove sulla macchina twin disk e il set di prove è stato scelto in modo da avere una varietà di combinazioni rispetto alle proprietà fisiche.

Dalle prove effettuate emergono tre grandi conclusioni rispetto a questo lavoro. In primo luogo, sia i componenti reali che i dischi danneggiati hanno confermato il valore del rapporto *D* come un fattore significativo che determina la vita a pitting. La seconda conclusione riguarda l'influenza dell'orientamento della finitura superficiale. La terza conclusione, più importante rispetto a questo lavoro di tesi, confronta il comportamento dei dischi e quello degli ingranaggi. È stato dimostrato infatti che le prove eseguite su la macchina twin disk sovrastimano la vita utile del componente con un fattore di scala pari a 100 volte. A causa dell'importanza di questa conclusione per la pratica ingegneristica, è importante cercare di valutare la sua generalità. Si nota che la differenza potrebbe essere influenzata sia dai carichi dinamici, che sono presenti sugli ingranaggi ma assente sui test dei dischi, sia dalla funzione della forma della curva *S-N* per il particolare acciaio utilizzato. Esaminando la letteratura per chiedere conferma di questa conclusione si è

riscontrato che in quasi tutti i lavori pubblicati sono stati registrati insufficienti dettagli che permettessero di stimare il rapporto **D**. Per esempio, pochi documenti registrano la temperatura del disco, o l'ingranaggio, che a sua volta determina la "viscosità di controllo" per la teoria di lubrificazione elasto-idrodinamica. Tuttavia, nel lavoro (CHESTERWS, 1963), utilizzando i dischi e nel (Manison, 1951) usando gli ingranaggi, descrivono gli esperimenti di pitting con gli stessi tipi di acciai. Un confronto di questi due tipi di esperimenti suggerisce una vita più corta per gli ingranaggi, anche se la riduzione è certamente non così grande come quella trovato in questo lavoro.

Una recente indagine sulla durabilità superficiale dei dischi e degli ingranaggi dello stesso materiale, è stata condotta da Ishibashi (Ishibashi, 1972). Nel contesto del presente lavoro, la loro conclusione più importante è che il limite di resistenza degli ingranaggi avviene ad un valore nominale inferiore rispetto al limite dei dischi e ancora una volta si evidenza l'influenza dei carichi dinamici.

Partendo dalle conclusioni ottenute precedentemente nel lavoro (Flamand, 1981) all'interno del laboratorio di meccanica del contatto dell'istituto nazionale di scienze applicate di Lione è stata costruita una macchina twin disk ad alte prestazioni in grado di simulare i raggi di curvatura, velocità di rotolamento e strisciamento delle ruote dentate. La ricerca è stata condotta utilizzando sia un banco prova con ingranaggi reali sia una macchina a disco e il punto scelto per la simulazione è situato appena sotto il centro di istantanea rotazione della linea di contatto. Rispetto a questo sono state riprodotte le stesse condizioni geometriche e dinamiche e il danno è stato osservato per entrambe le macchine utilizzando tre differenti tipi di materiali. Come nei lavori di letteratura già presentati i risultati risultano essere interessanti quando sia per le ruote dentate che per i dischi vengono utilizzati gli stessi lubrificanti e vengono imposti gli stessi parametri meccanici determinando le stesse condizioni di contatto.

La simulazione si basa sulla riproduzione di un particolare punto lungo il profilo del dente attraverso una macchina a dischi twin disk attraverso la definizione della meccanica del contatto (Contacr Mechanic Definition CMD). La CMD include i parametri meccanici che sono presi in considerazione nelle recenti teorie elasto-idrodinamiche sulle superfici ruvide (elstohydrodinamic lubrification EHD), il materiale e i parametri esterni. I parametri meccanici della CMD sono la geometria, il carico, la rugosità, la cinematica, il

materiale e il tipo di lubrificazione. Gli aspetti che riguardano il tipo di materiali e le condizioni esterne non possono ovviamente essere definite chiaramente, e sono state create condizioni identiche per tutte le prove. Di conseguenza entrambi i dischi e ingranaggi sono stati presi dello stesso modulo e trattati nello stesso forno e i lubrificanti testati sono presi dallo stesso lotto.

La simulazione tuttavia è incapace di riprodursi fedelmente i seguenti parametri:

- La direzione della rugosità superficiale: Le superfici degli ingranaggi sono generate su una macchina Maag mentre i dischi sono rifiniti su una smerigliatrice cilindrica che dà rugosità longitudinale. Questa differenza è nota per produrre differenze in merito a scuffing (Dowson, 1978) mentre l'effetto sul pitting è meno chiaro.
- Gli effetti termici: La viscosità dell'olio all'entrata del contatto che è conosciuta per controllare la pellicola dello spessore di lubrificante non può essere misurata sulle prove degli ingranaggi, e la temperatura dell'entrata dell'olio è stata approssimata con le termocoppie finali collocate sui dischi. La simulazione degli effetti termici è quindi molto difficile. Nessuna discrepanza significativa è emersa rispetto a questi effetti poiché i test sono stati eseguiti con oli molto fluidi (7,1 10 ~3 PA. s) ad una temperatura relativamente alta (80 ° C);
- Qualsiasi interazione tra due punti vicini lungo il profilo;
- Transitori idrodinamici che si verificano lungo il profilo del dente: Lo spessore del film di lubrificante è noto per essere modificato dai transienti (Ku, 1978), Tuttavia il cambiamento osservato nelle circostanze EHD trovate negli ingranaggi sono trascurabili (J.Vichard, 1968) (Wang, 1977).

Per quanto riguarda la procedura gli ingranaggi sono stati testati sulla macchina FZG mentre i dischi su una twin disk opportunamente costruita. La procedura per i due banchi prova è leggermente diversa in quanto il carico viene applicato a riposo sulla macchina a ingranaggi mentre per quanto riguarda i dischi presentano la velocità nominale quando vengono a contatto. Un getto d'olio a temperatura controllata (80 ° C) lubrifica i dischi a ingresso contatto mentre gli ingranaggi sono lubrificati a spruzzo e in entrambi i casi il lubrificante non è stato filtrato. I fenomeni di rottura e i cambiamenti dell'olio sono stati

osservati durante le prove e la rugosità sia degli ingranaggi che dei dischi è stata misurata prima e dopo ogni test. La forza di attrito è costantemente monitorata sulla twin disk mentre il livello di vibrazione è osservato su le due macchine e i test sono stati interrotti quando la vibrazione ha raggiunto un determinato livello limite.

In questo lavoro di ricerca dalle prove eseguite ne è risultato che:

- le prime forme di danno cioè, osservati durante i primi megacicli, sono identici per i tre materiali utilizzati sia sugli ingranaggi che sui dischi;
- La progressione dei fenomeni di fatica segue le stesse tendenze in entrambi i meccanismi;
- Il danno finale è tuttavia non sempre lo stesso. Infatti, si ottengono risultati simili per il materiale I, la situazione è diversa per il materiale II e III dove è stata riscontrata la rottura della dentatura.

Tutti i risultati quindi mostrano chiaramente che, fino a quando la geometria degli ingranaggi nel punto simulato non è modificata dall'usura, tra ingranaggi e dischi i risultati sono concordi, se invece la geometria dei profili dei denti viene modificata il contatto è alterato. Invece per quanto riguarda i dischi la variazione dei raggi causata dall'usura è trascurabile e non compromette le condizioni di contatto. Quindi finché il CMD di entrambi i meccanismi è identico, il danno superficiale è simile. Non appena il CMD degli ingranaggi differisce da quello di dischi il danno è risultato differente compromettendo la correlazione.

In merito al fenomeno di micropitting che caratterizza la vita utile delle ruote dentate nel 2008 il Gruppo di ricerca T.Ahlroos H.Ronkainen, A.Helle, R.Parikka, J.Virta, S.Varjus presso il centro di ricerca e tecnologia VIT in Finlandia, hanno pubblicato un lavoro in cui sono stati eseguite una serie di prove sperimentali su una macchina twin disk per investigare l'effetto della rugosità superficiale, trattamento superficiale e il tipo di lubrificante su due acciai rispetto a tale fenomeno di fatica.

In questo lavoro (Lì, 2012) è stata scelta la macchina twin disk come metodo sperimentale per esaminare il micropitting perché come già è stato dimostrato in letteratura questo simula bene il contatto di funzionamento tra le ruote dentate e quindi è

il miglior metodo di prova di laboratorio per questo scopo. Inoltre, i campioni di prova sono semplici e facili da produrre ed i costi sperimentali sono significativamente più bassi di quelli di prova degli ingranaggi reali. Lo scopo dei test su macchina twin disc è stato quello di studiare l'influenza di diversi fattori che caratterizzano lo sviluppo di micropitting simulando il contatto di strisciamento e rotolamento delle ruote dentate. Nel banco twin disk, i due dischi hanno le due facce in contatto che rotolano e strisciano sotto un carico controllato. Il disco inferiore è stato parzialmente sommerso nell'olio. La forza di attrito è stata misurata durante le prove dalla coppia assiale dell'albero inferiore. Il dispositivo twin disk permette di testare le proprietà del lubrificante variando la pressione di contatto, le proprietà della superficie, le velocità di rotazione dei due dischi e misurando la coppia assiale e la temperatura dell'olio.

Durante le prove la pressione di contatto hertziana è stata aumentata da 1 a 2 GPA gradualmente e per ogni test è stato determinato il coefficiente di attrito. Le superfici di contatto dei dischi sono state esaminate dopo ogni fase del carico da un microscopio ottico e al termine delle prove è stato effettuato l'esame di microscopia elettronica (SEM). I lubrificanti utilizzati nelle prove sono stati due tipi di olio minerale e i test sono stati effettuati utilizzando due diversi acciai temprati, vale a dire il caso convenzionale di tempra in acciaio (20MnCr5) e quello sviluppato di recente con l'aggiunta di Nb.

I risultati delle prove sono stati analizzati considerando le immagini della superficie del disco acquisite dal microscopio ottico dopo ogni fase di carico fotografando il provino in quattro posizioni differenti lungo la circonferenza.. Il coefficiente d'attrito è stato l'altro parametro utilizzato per l'analisi del fenomeno ed è stato determinato misurando la forza d'attrito durante le prove.

Da questo lavoro è emerso che il lubrificante sintetico "synthetic ester" ha sviluppato un valore d'attrito più basso rispetto all'olio minerale "tall oil based ester" e le superfici con rugosità maggiore hanno sviluppato coerentemente valori più alti di attrito. Il più basso valore d'attrito è stato misurato per i dischi rivestiti DLC lubrificati con estere sintetico. Il tipo di acciaio non ha avuto alcun effetto significativo né sul fenomeno di micropitting né sul valore di attrito.

Seguendo i lavori presenti in letteratura la ricerca (Farias, 2015) pubblicata dal centro di ricerca CENPES è nata con l'obiettivo di sviluppare e dimostrare, attraverso la macchina

twin disk, un'alternativa alla macchina FZG utilizzata per caratterizzare i materiali e le proprietà delle ruote dentate. Il regime di lubrificazione, la pressione e la cinematica che caratterizzano il funzionamento degli ingranaggi, come già sviluppato in lavori precedenti, possono essere ottenuti attraverso una macchina twin disk purché i parametri operativi siano impostati in modo da simulare lo stesso contatto di una specifica zona del dente. In questo modo sarebbe possibile sviluppare i fenomeni di fatica o scuffing rispetto ad una zona in esame. La correlazione tra le due macchine tiene conto del fatto che la geometria di due ruote ingrananti è molto diversa dalla geometria cilindrica dei dischi. In una coppia di denti orientati con un profilo a evolvente, il raggio di curvatura nel punto di contatto varia lungo la linea di azione. Pertanto, ne deriva che la pressione di contatto Hertziana, la cinematica e i parametri relativi allo spessore minimo di lubrificante variano di conseguenza lungo il dente mentre essendo i raggi dei dischi costanti gli stessi parametri rimangono fissi. La presente ricerca dimostra come la caratterizzazione dei lubrificanti rispetto alla vita utile delle ruote dentate possa essere condotta da una macchina twin disk anziché utilizzare gli standard della FZG che necessita la realizzazione di provini molto più costosi.

Assegnata la geometria dei dischi e delle ruote dentate le condizioni delle prove sono state scelte in modo tale da ottenere sui dischi lo stesso valore di pressione massima di contatto (secondo la DIN 51354), lo stesso valore dello spessore minimo di lubrificazione e il valore del rapporto slittamento/rotolamento pari al valore medio che si ottiene lungo il profilo del dente. Oltre ai parametri operativi sono state eseguite le lavorazioni sui dischi in modo tale da ottenere la stessa durezza e finitura superficiale. Le prove sono state eseguite attraverso 12 stage a carico crescente della durata di 15 minuti. Per verificare la correlazione tra le due macchine sono stati utilizzati cinque tipologie di olii lubrificanti e dopo ogni test si è filtrato l'olio per eliminarne i residui; inoltre ogni test è stato eseguito due volte per verificare la ripetibilità della prova. I due banchi prova sono stati dotati di un sistema per controllare la temperatura in modo che le prove venissero interrotte quando si superava o si scendeva oltre un certo limite prefissato [90 – 100 °C].

Dal punto di vista quantitativo, i risultati si sono rivelati soddisfacenti per la valutazione dei lubrificanti rispetto alla capacità di proteggere i provini dall'usura; inoltre tutti i test presentati sono risultati corrispondenti alle prestazioni degli oli.

L'utilizzo della macchina twin disk che simula i test della FZG si è dimostrata uno strumento in grado di differenziare la protezione che gli oli lubrificanti offrono contro l'usura, diventando così un'alternativa economica nello sviluppo della caratterizzazione degli oli.

Nel 2016 Il Gruppo di ricerca di Catania ha pubblicato l'articolo (A twin disc test rig for contact fatigue characterization of gear material, 2016) un lavoro di ricerca in cui è stato sviluppato un metodo per riprodurre il fenomeno di pitting attraverso la costruzione di una macchina twin disks. Il lavoro di ricerca ha avuto l'obiettivo di caratterizzare il materiale degli ingranaggi rispetto ai fenomeni di fatica. In questo modo è stato possibile valutare la vita utile dei componenti reali evitando di eseguire le innumerevoli prove secondo le normative in atto. In particolare, nell'articolo citato viene presentato un banco prova in grado di simulare sperimentalmente la pressione di contatto e la velocità di strisciamento che si ha in un particolare punto lungo il profilo del dente durante l'ingranamento. I componenti sono stati dimensionati in modo da riprodurre le condizioni di lavoro degli ingranaggi solari montati sull' asse di un veicolo di media potenza Off – Highway in campo agricolo. Per la progettazione dei test il punto più favorevole per lo sviluppo del pitting è stato ipotizzato essere il punto di istantanea rotazione poiché presenta il più alto valore di pitting e sfavorevoli condizioni cinematiche.

In questa attività di ricerca i fenomeni di cui è stato tenuto conto rispetto al contatto di fatica sono i seguenti:

- *Geometria*: I raggi di curvatura delle superfici di accoppiamento determinano sia la forma che la dimensione dell'area di contatto. Pertanto, per una determinata forza, la pressione massima di contatto e i gradienti di sollecitazione sono fortemente influenzati dalla geometria degli organi di contatto (Johnson, 1987;).
- Materiale: La composizione (Redda D.T., 2008) le tensioni residue (Batista, 2000) e la microstruttura (Hyde, 1980) possono svolgere un ruolo importante nel comportamento pitting degli ingranaggi. Una questione cruciale è la presenza di difetti o inclusioni, che possono diventare siti di iniziazione crepa.

- Lubrificante: Il contatto tra asperità è particolarmente indesiderato perché concentra le sollecitazioni di pressione. Se la velocità di rotolamento è abbastanza alta, allora una pellicola elasto-idrodinamica (EHD) di lubrificante si determina, formando la separazione fra le superfici. La capacità del lubrificante di formare un film EHD adeguato è funzione della sua viscosità, che dipende dalla composizione e dalla temperatura di esercizio. Temperatura elevata e/o bassa viscosità portano a pellicole di lubrificanti più sottili, rendendo possibili contatti tra asperità e quindi promuovendo la fatica superficiale.
- Velocità di rotazione: La velocità di rotolamento delle superfici svolge un ruolo importante nello sviluppo della pellicola di EHD (AGMA, 2003) e (ISO, 2010). Al contrario, alte velocità di scorrimento portano al surriscaldamento del lubrificante e alla riduzione della viscosità.
- *Superficie del materiale:* maggiore è la rugosità superficiale, maggiore è lo spessore del film lubrificante necessario per evitare contatti tra asperità.
- Pressione di contatto: La norma (ISO, 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears, 2006) dedicata al calcolo della capacità di carico degli ingranaggi analizza il contatto tra denti accoppiati assumendo due cilindri con assi paralleli aventi lo stesso raggio locale di curvatura dei denti veri ingranaggi al punto considerato lungo il profilo a evolvente.

In linea generale, i campioni sono costituiti da due dischi premuti uno contro l'altro per ottenere la pressione di contatto desiderata. Le velocità di rotolamento e i diametri possono essere scelti in modo da generare un movimento relativo con diversi gradi di rotolamento e scorrevolezza tra la superficie dei campioni. Tra i fattori che influenzano il pitting è bene mettere in evidenza che mentre materiale, lubrificante e rugosità possono essere facilmente trasferiti dagli ingranaggi reali ai campioni sulla macchina Twin-Disc, ciò non è possibile in materia di velocità e geometria. I raggi di curvatura dei denti, così come la velocità di scorrimento infatti, cambiano continuamente lungo il profilo a evolvente. In particolare, la velocità di scorrimento è nulla solo nel così detto punto di istantanea rotazione e aumenta in modulo verso la punta e la radice del dente. Viceversa, i dischi permettono di riprodurre solo le condizioni di rotolamento/scorrimento in un punto specifico della linea di contatto. Tuttavia, dal momento che è molto più conveniente utilizzare dischi metallici invece di ingranaggi reali ed è più facile da ispezionare e analizzare la superficie di un disco rispetto alla superficie incassata di un ingranaggio, i test su twin disk sono stati ampiamente utilizzati per simulare le condizioni di lavoro responsabili di insorgenza di pitting sugli ingranaggi.

In questo lavoro, dopo aver definito la geometria, il materiale e la condizione di funzionamento che caratterizzano il sistema planetario sono stati calcolati i valori di pressione di contatto, attraverso la UNI 6336, e la velocità relativa di strisciamento SRR lungo il profilo del dente. Dopodiché considerando l'applicazione del sistema in esame è stato individuato il punto più favorevole allo sviluppo di pitting, che come è stato già detto risulta essere il punto più in basso lungo il profilo del dente.

La velocità di rotazione dei due dischi è stata scelta in modo da ridurre al minimo la durata della prova mentre i dischi sono stati progettati con lo stesso materiale della coppia di ingranaggi e con le dimensioni tali da ottenere lo stesso valore di velocità di slittamento. Per quanto riguarda il valore del EHR contrariamente a quanto affermano i lavori presenti in letteratura, non è stato preso in considerazione lo spessore minimo di lubrificante. Ciò è stato dettato dal fatto che il sistema epicicloidale utilizzato in questo tipo di applicazione agricola presenta dei bassi valori di velocità per poter essere adattato alla norma ISO/TR 15144 e inoltre non rispetta i criteri proposti dalla formula di Hamrock e Dowson (Dowson B. J., 1978). Il lavoro ha avuto lo scopo di riprodurre le più influenti condizioni operative degli ingranaggi nel punto più critico lungo il profilo del dente rispetto ai fenomeni di fatica hertziana. Per consentire l'esecuzione di prove complete senza necessità di ispezione da parte di un operatore, l'impianto è stato dotato di un sistema di visione concepito per rilevare automaticamente l'insorgenza di pitting sulla superficie dei campioni. I test vengono fermati automaticamente quando si ottiene una data percentuale di superficie usurata. I test preliminari hanno mostrato risultati incoraggianti, la durabilità dei campioni è maggiore rispetto ai componenti reali, ciò è dovuto probabilmente al fatto che c'è una geometria più regolare che ne riduce la concentrazione di stress.

## 1.5 Test di simulazione eseguiti sulla macchina Four ball

In merito al tribometro Four ball in letteratura sono presenti diversi lavori condotti per analizzare il fenomeno di scuffing che caratterizza le ruote dentate.

Nel 2001 infatti il gruppo di ricerca composto da W. Piekoszewski, M. Szczerek, W. Tuszynski all'interno nel dipartimento di tribologia dell'istituto di tecnologia ITeE ha pubblicato l'articolo (W. Piekoszewski, 2001). L'obiettivo è stato quello di investigare l'influenza dei lubrificanti sulla propagazione del fenomeno di scuffing e l'intensità di usura. Dunque, attraverso la macchina fourball si è cercato di caratterizzare i lubrificanti rispetto al fenomeno di usura che è presente sulle ruote dentate.

Ci sono numerosi metodi di prova standard per l'indagine di scuffing che vedono l'uso della macchina four ball (ASTM, 2014) (ASTM, 2016). Una dettagliata analisi di questi metodi evidenzia che questi non permettono di valutare l'effetto che hanno i lubrificanti sulla propagazione del fenomeno di scuffing. Risultano utili per determinare le condizioni critiche (carico, velocità) in cui la pellicola di lubrificante si rompe e si manifesta il fenomeno. Dunque, questi standard stabiliscono per ogni lubricante quale sia il valore di carico e velocità che provoca la rottura dei provini. Questo permette di caratterizzare e confrontare i lubrificanti rispetto a questi valori.

Tuttavia, le ricerche presenti in letteratura hanno dimostrato che molti lubrificanti nonostante le stesse condizioni di carico rispetto al fenomeno di scuffing hanno mostrato un comportamento completamente differente (Luiz Fernando Lastres, 2013). In tali casi, la differenza tra lubrificanti può essere rivelata solo attraverso l'osservazione della propagazione del fenomeno e il suo effetto. Gli autori lo dimostrano basandosi sui risultati di due oli commerciali utilizzati per le ruote dentate e denotati con I e II. L'analisi è stata condotta analizzando la propagazione dell'usura attraverso le forze d'attrito sviluppate durante la prova.

Secondo il nuovo metodo, tre sfere in acciaio vengono tenute fisse e premute contro una quarta sfera superiore in presenza di un lubrificante da testare in continuo aumento del carico. La palla superiore ruota a velocità costante. Si osservano i cambiamenti nella coppia di attrito fino a che si verifica l'usura. Occorre tener conto del seguente criterio: l'ispezione è stata verificata quando la coppia di attrito supera i 10 Nm. Questo è il valore che tiene conto della vita utile delle sfere in acciaio. Le condizioni di prova sono le

seguenti: velocità di rotazione 500 rpm, velocità di carico in continuo aumento 409Ns–1 (valore iniziale 0 N valore massimo 7200 N). Il carico nel momento in cui viene superato il valore di 10 Nm per la forza d'attrito è chiamato carico di usura e denotato con Poz. Il diametro medio di usura *D* viene misurato parallelamente alle striature formate sulle sfere fisse. I risultati della ricerca hanno mostrato che le proprietà reologiche dei lubrificanti (caratterizzate da viscosità cinematica e indice di viscosità) non giocano un ruolo importante per il fenomeno di scuffing, mentre gli additivi AW o EP hanno forte effetto su di esso. In condizioni di pressione estreme si sviluppano le reazioni chimiche di composti attivi con la superficie dell'acciaio così come la diffusione di zolfo e fosforo. A causa di reazioni chimiche e diffusione probabilmente vengono creati composti inorganici le cui proprietà antigrippaggio attenuano la propagazione di scuffing e riducono l'intensità di usura. Attraverso questa ricerca è stato dunque possibile caratterizzare i lubricanti utilizzati nelle applicazioni degli ingranaggi costituendo un'alternativa ai metodi standard utilizzati sulla macchina FZG.

#### Model method for evaluation of pitting wear in cone-three balls tribosystem

Lo stesso Gruppo di ricerca nel 2006 nell'articolo (Remigiusz Michalczewski, 2010) ha sviluppato un metodo per replicare il fenomeno di pitting sulla macchina Four ball. Questo consiste in una modifica della macchina standard in cui il principale cambiamento riguarda la geometria del contatto degli elementi rotanti. In questo caso il sistema è costituito dalle tre sfere di acciaio che sono collocate su un contenitore in acciaio e capaci di ruotare. La quarta sfera che è tenuta premuta contro le tre sfere viene sostituita da un cono cilindrico che ruota a velocità costante. Gli elementi sono immersi nell'olio lubrificante da testare e vi è un sistema per rilevare le vibrazioni. I test sono stati eseguiti per caratterizzare sia due olii lubrificanti, come nel precedente lavoro, che differenti materiali rispetto al fenomeno di fatica. In questo lavoro, fissati i parametri di funzionamento (velocità di rotazione, carico) è stata condotta un'analisi su molti provini valutando il valore di L10 e L50 che rappresentano rispettivamente la durata di vita rispetto alla quale si verifica la rottura del 10% e del 50% dei provini testati. Utilizzando questo criterio il lavoro ha permesso di determinare quale sia il ricoprimento più ottimale rispetto al fenomeno di fatica.

## 1.6 Scopo e obiettivi

Il progetto, sviluppato all'interno del centro tecnologico IK4 – Tekniker, in collaborazione con le seguenti società: Industrias Electromecánicas GH S.A., Engranajes Juaristi S.L. (Participante), Tratamientos Térmicos TTT S.A. ha avuto come obbiettivo quello di ricercare nuove metodologie sperimentali per analizzare i fenomeni di pitting, scuffing, micropitting attraverso i seguenti tribometri: four ball test, twin disk, multispecimen, FZG.

Nello specifico il lavoro è stato diviso in due parti; nella prima parte, attraverso la macchina FZG, sono state eseguite delle prove sperimentali per determinare quale materiale e trattamento superficiale sviluppi una maggiore resistenza rispetto ai fenomeni di danneggiamento. Successivamente gli stessi fenomeni sono stati riprodotti sui restanti tribometri in modo da comparare i risultati ottenuti e individuare parametri di scala.

In letteratura sono presenti diversi lavori in cui è stato simulato il contatto degli ingranaggi per valutare i parametri che influenzano i fenomeni d'usura. Il sistema maggiormente utilizzato è costituito dalla macchina FZG che però risulta dispendioso sia in termini di costi che di tempo. Diversi lavori sono stati condotti sia sulla macchina twin disk e che sulla four ball. Una grande lavoro di ricerca è stato condotto per caratterizzare gli oli lubricanti che influenzano molto la vita utile degli ingranaggi e ha portato allo sviluppo di metodi standard per misurare la resistenza dei lubrificanti rispetto ai fenomeni di pitting, micropitting e scuffing. Tuttavia, non sono stati individuati in letteratura lavori che sviluppano o ricercano un metodo per scalare i risultati dei vari tribometri rispetto al componente reale. Il presente lavoro cerca di colmare questa carenza; infatti partendo dai lavori presenti in letteratura e con gli strumenti forniti dal centro di ricerca è stata condotta un'attività sperimentale che permettesse di simulare il contatto degli ingranaggi sui vari tribometri in modo da sviluppare gli stessi fenomeni di danneggiamento. In questo modo è stato possibile confrontare i risultati ottenuti e avviare un'attività di ricerca che potrebbe portare ad una diretta correlazione tra tribometri i componenti reali. Questo comporta oltre allo sviluppo di nuove metodologie di analisi, una massiccia riduzione dei costi e dei tempi delle prove sperimentali.

Si presentano di seguito le attività principali che sono state condotte:

- Ricerca bibliografica dei metodi sperimentali utilizzati per analizzare i fenomeni di danneggiamento e individuazione delle grandezze che influenzano tali fenomeni;
- Studio dei principali tribometri presenti nel centro Tekniker e costruzione di semplici modelli in grado di calcolare i parametri di interesse a partire dalle condizioni di funzionamento;
- Pianificazione della parte sperimentale, definizione dei materiali e delle prove da eseguire in laboratorio;
- Sviluppo prove sperimentali sulla macchina FZG per individuare il trattamento superficiale che garantisce una maggior resistenza ai fenomeni di usura;
- Sviluppo prove sperimentali sui vari tribometri in modo da sviluppare gli stessi fenomeni di danneggiamento;
- Analisi e confronto dei risultati ottenuti.

## 1.7 Thesis Outline

All'interno del capitolo 2, dopo aver presentato i tipici danneggiamenti analizzati in questo lavoro, per ognuna delle macchine utilizzate nell'attività sperimentale sono stati realizzati dei modelli che permettono di calcolare i parametri che caratterizzano il contatto tra ruote dentate. Questi tengono conto della pressione Hertziana, lo stato di lubrificazione e la cinematica del contatto.

Nel capitolo 3 è presentata l'attività sperimentale realizzata attraverso la macchina FZG. Questa ha avuto l'obiettivo di determinare, tra i tipi di trattamento realizzabile dall'azienda partecipe TTT, quello che meglio si presta a migliorare la vita utile degli ingranaggi. L'attività ha previsto delle prove preliminari attraverso la macchina multispecimen al fine di ridurre il numero di prove realizzate sulla macchina FZG. Successivamente sono presentati i risultati rilevati attraverso un microscopio. Questi hanno permesso di individuare il materiale più prestante e le aree di sviluppo dei fenomeni di danneggiamento.

Il capitolo 4 presenta la realizzazione delle prove sperimentali attraverso la macchina twin disk; queste sono state realizzate per simulare il contatto tra le ruote dentate della macchina FZG in modo da sviluppare un nuovo metodo di caratterizzazione dei materiali. Sono descritti i materiali utilizzati, i parametri imposti e i risultati ottenuti.

Nel capitolo 5 invece è stata analizzata la macchina four ball, che, come descritto nel paragrafo 1.5, è utilizzata per la caratterizzazione dei lubrificanti attraverso delle prove standard. Qui sono state realizzate delle prove preliminari per individuare i limiti della macchina ed è stato simulato il contatto realizzato nella macchina twin disk imponendo opportune condizioni per le prove sperimentali.

Nel capitolo 6 viene presentata la macchina multispecimen e vengono descritte le prove realizzate. Questa insieme alla twin disk si presta bene allo sviluppo di fenomeni di fatica; dunque sono state realizzate delle prove sperimentali che simulano lo stesso contatto della macchina twin disk al fine di comparare i risultati ottenuti.

# **CAPITOLO 2:**

## **2. MODELLI TEORICI**

In questo capitolo vengono presentati i modelli teorici che sono stati utilizzati per il calcolo dei principali parametri tribologici associati al fenomeno di contatto e fatica. Le prove sperimentali infatti sono state impostate cercando di avere le stesse condizioni di contatto in tutti i banchi prova, ciò significa che per ciascuno di essi sono stati realizzati dei modelli in cui a partire dalle condizioni di funzionamento sono stati determinati lo stato di lubrificazione, la pressione di contatto e le caratteristiche cinematiche.

I parametri che definiscono il problema del calcolo sono i dati geometrici (definiti dai raggi di contatto), i dati cinematici (velocità media e di slittamento) e dinamici (carico supportato). La geometria, cinematica e dinamica del contatto tra due dischi o il contatto tra due sfere vengono determinati in maniera univoca poiché i loro parametri sono costanti; ovvero il raggio di contatto, le velocità e il carico non variano nei cicli di lavoro. Tuttavia, ciò non accade per gli ingranaggi poiché durante l'ingranamento varia la geometria di contatto e di conseguenza la cinematica e il carico. In questo capitolo si andranno a determinare le grandezze che caratterizzano i vari tipi di contatto per tutti i tipi di bachi prova utilizzati.

## 2.1 Pressione di contatto secondo Hertz

Quando due elementi meccanici sono in contatto e caricati uno contro l'altro vi è una deformazione elastica delle superfici che definisce una zona di contatto e un campo di pressione (J.Bernard, 1999). Hertz ha proposto la teoria che porta il suo nome e ti permette di conoscere la dimensione dell'impronta dell'area di contatto ed il campo di pressione basato sulle seguenti ipotesi:

- L'area di contatto ha degli ordini di grandezza inferiori rispetto alle dimensioni dei corpi e i raggi di curvatura.
- Le deformazioni sono inferiori all'area di contatto.
- Le superfici sono considerate lisce (senza rugosità).

In generale, nella maggior parte dei casi, i tipi di contatto possono essere ridotti ad un contatto tra una sfera e un piano o un cilindro e un piano. Queste due tipologie sono chiamate contatto di punto e contatto lineare rispettivamente.

Ovviamente questi possono essere ottenuti combinando varie tipologie di superfici come ad esempio due cilindri, due sfere, una pista e un cilindro ecc.. In generale l'area che si determina tra le due superfici a contatto è un'ellisse. Il contatto puntuale è tipico nei cuscinetti a sfera o nelle sfere del trasportatore, mentre quello lineare è quello usuale in ingranaggi, camme, ecc.

Nel contatto puntuale (**figura 2.1**), la geometria della zona di contatto è un cerchio definito dal raggio di contatto *a*. Il valore del raggio di contatto per la teoria di Hertz viene calcolato dall'espressione (**2.1**) (J.Bernard, 1999).

$$a = \sqrt[3]{\frac{3WR}{2E'}} \tag{2.1}$$



FIGURA 2.1 RAPPRESENTAZIONE DEL CONTATTO PUNTUALE

W è il carico normale mentre E e R sono rispettivamente il modulo di Young e il raggio di contatto equivalente.

$$\rho = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[ \frac{(1 - v_1^{2})}{E_1} + \frac{(1 - v_2^{2})}{E_2} \right]$$
(2.2)

La pressione, P(x, y), nel contatto corrisponde ad un ellissoide con i due assi uguali di valore a e un valore di pressione massimo P0.

$$p(x,y) = p_o \left[ 1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{a^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$
(2.3)

dove

$$p_o = \frac{3W}{2\pi a^2}$$



FIGURA 2.2 .SCHEMA DEL CONTATTO DI LINEA

Nel contatto lineare (figura 2.2), la geometria dell'area di contatto è un rettangolo che ha come semilati le dimensioni *a* e la lunghezza *L* (L >> A, *L*). Il valore del semilato per la teoria hertziana è calcolato dall'espressione (2.4).

$$b = \sqrt[3]{\frac{8WR}{L\pi E'}}$$
(2.4)

Essendo W/L il carico per unità di lunghezza.

La pressione, P(x), nel contatto corrisponde ad un'ellisse di semiasse **b** e di un valore massimo di pressione **P0**.

$$p(x, y) = p_o \left[ 1 - \frac{x^2}{b^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$p_o = \frac{E'W}{2L\pi R}$$
(2.5)

dove

Come si può vedere nelle formule per la geometria e la pressione di contatto, i parametri fondamentali sono il carico applicato, i raggi di contatto e il modulo di Young ridotto. In generale riducendo ogni tipo di contatto a quello lineare o puntuale con i relativi raggi equivalenti è possibile determinare la pressione massima che si sviluppa secondo la teoria di Hertz e le relative aree di contatto. Il caso specifico degli ingranaggi e delle macchine utilizzate in questo lavoro saranno trattati nel corso di questo capitolo.
## 2.2 Lubrificazione

La lubrificazione è uno dei tre fenomeni fondamentali della Tribologia. Dal greco  $\tau \rho i \beta \epsilon i v$  ("*Sfregamento*"), la tribologia è la scienza che raggruppa i fenomeni di lubrificazione, attrito e usura e mira a dare una visione congiunta di questi fenomeni che si verificano quando due superfici in contatto, si muovono l'una contro l'altra. Questa tesi tiene conto molto delle teorie sviluppate in campo tribologico perché i fenomeni di affaticamento e usura sono influenzati dai diversi regimi di lubrificazione e attrito di contatto (Ochoa, 2013). Di seguito sono descritti i diversi regimi di lubrificazione, ponendo attenzione al regime di lubrificazione elasto-idrodinamico che successivamente sarà utilizzato per le formulazioni dei modelli delle macchine.

#### 2.2.1 Regime di lubrificazione

La funzione principale che i lubrificanti svolgono nei contatti meccanici è introdurre una pellicola di materiale tra due superfici in movimento relativo e caricate con una certa forza; in questo modo viene evitato il contatto diretto tra i due corpi. Questa separazione viene denominata spessore del film h, e permette di ridurre il fenomeno d'attrito evitando la prematura manifestazione di guasti meccanici nei materiali. La presenza del film dipende dallo spessore minimo della pellicola raggiunta h*min* e dalla rugosità equivalente delle superfici ( $\sigma$ ), definita come la media geometrica della rugosità Ra delle due superfici (Gohar R., 2008)

$$\sigma = \left[ R_{q1}^2 + R_{q2}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \tag{2.6}$$

Dal h*min e \sigma v*iene definito un parametro senza dimensioni denominato spessore specifico di pellicola o parametro di Tallian (G.W., 2005)  $\lambda$  attraverso il quale viene stabilito il regime di lubrificazione instaurato.

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sigma} = \frac{h_{min}}{\left[R_{q1}^2 + R_{q2}^2\right]^{\frac{1}{2}}}$$
(2.7)

Indicando con A e B due opportuni valori di  $\lambda$  che definiscono il regime di lubrificazione si ha:

- *Lubrificazione elastoidrodinamica* (λ>A): il fluido esegue una lubrificazione totale, non c'è contatto tra le superfici. Tutto il carico è supportato dal lubrificante e i valori d'attrito sono bassi.
- Lubrificazione mista (A<λ<B): situazione intermedia con contatti occasionali che coesistono con aree caratterizzate da una lubrificazione con un elevato spessore. Parte del carico è sostenuto dai punti di contatto e parte dal lubrificante. Nella zona vicino al regime (elasto) idrodinamico figura 2.3 si verifica il minimo di coefficiente di attrito.</li>
- *Lubrificazione limite (λ<B)*: il film lubrificante è minimo e si verificano contatti tra le superfici con conseguente microsaldatura perché l'intero carico è sostenuto dalle sole parti a contatto.

I valori A e B differiscono leggermente a seconda dell'autore o anche dell'applicazione o contatto specifico su cui viene utilizzata questa classificazione. Tuttavia, è possibile affermare che i valori A e B sono generalmente interi, e che B di solito ha valore 1 o un valore compreso tra 2 e 3,5 (Bautista E., 1985). La variazione del coefficiente di attrito è rappresentata ( $\mu$ ) dal parametro dimensionale di Sommerfeld *S*, conosciuta come la curva Stribeck, in cui è possibile anche identificare i diversi regimi di lubrificazione. In ciascuna delle zone il valore del coefficiente di attrito ha un comportamento differente. Il numero Sommerfeld dipende dal carico applicato (W), la velocità di scorrimento ( $\Delta u$ ) e viscosità del lubrificante ( $\eta$ ).

$$S = \frac{\eta \Delta u}{W} \tag{2.8}$$

Un contatto con un alto numero di Sommerfeld può essere dovuto a carichi bassi, alte velocità ed un lubrificante viscoso ad alta capacità di carico.



FIGURA 2.3 VALORE DELL'ATTRITO IN FUNZIONE DEL NUMERO DI SUMMERFELD

- Zona limite: approssimativamente coefficiente di attrito costante o con un un comportamento leggermente decrescente con l'aumento del parametro di Sommerfeld.
- *Zona mista*: riduzione molto accentuata del coefficiente di attrito con l'aumento del numero Sommerfeld fino a raggiungere un valore minimo in prossimità del regime elasto-idrodinamico.
- Zona elastoidrodinamica: partendo dal valore minimo, rispetto all'incremento del parametro di Sommerfeld, in generale, il valore del coefficiente di attrito aumenta leggermente.

Le variazioni di regime si manifestano a causa di tassi di usura con conseguente variazione di attrito. Nei regimi con valori di *S* elevati, il tasso di usura è molto basso a causa della bassa probabilità di contatto tra i corpi. Allo stesso modo la zona di lubrificazione è molto sfavorevole per la vita utile dei materiali.

## 2.2.2 Lubrificazione limite

Quando la velocità diminuisce o il carico aumenta, il contatto si trova a sinistra della curva di Stribeck (Figura 2.3). Le condizioni sono più simili ad un contatto non lubrificato, manifestandosi molti dei fenomeni di attrito secco, combinazione della chimica del lubrificante e la superficie. La lubrificazione limite ha le seguenti caratteristiche (W.R., 1985):



FIGURA 2.4 Spessore assorbito in condizione di lubrificazione limite

- L'aspetto più importante è la forma di uno strato superficiale di lubrificante (Figura 2.4) che protegge i materiali dall'usura tra le superfici di contatto.
- La formazione di queste pellicole è regolata dalla chimica che si instaura tra il lubrificante e le superfici.
- L'efficacia nel minimizzare l'usura è determinata da alcune proprietà fisiche del film: il modulo elastico trasversale, lo spessore, aderenza alle superfici, coesione fluida, temperatura di decomposizione termica o solubilità. Queste qualità sono spesso riconosciute sotto il nome di Unctuosity (*Untuosità o untuosità*).
- Le caratteristiche viscose del fluido giocano un ruolo secondario in questo regime di lubrificazione. Gli additivi miscelati nella base sono fondamentali per proteggere le superfici.

I valori di coefficiente di attrito tipici della lubrificazione limite vanno da 0,3-1 (I.C., 2005).

### 2.2.3 Lubrificazione mista

La transizione tra la lubrificazione limite e il regime di lubrificazione elastoidrodinamico, occupa una vasta area della curva che combina le caratteristiche di entrambi i regimi. Sebbene si verifichino frequenti contatti tra le micro-rugosità, nella maggior parte della zona di contatto c'è un film di lubrificante (I.C., 2005). Pertanto, nella lubrificazione mista coesistono i meccanismi del film limite (interazioni chimiche tra il solido e il fluido) con quelle della zona elasto-idrodinamica (proprietà viscose dell'olio). Lo sforzo di taglio è assorbito sia dal film lubrificante che dalla superficie, che riduce in particolare attrito e usura. Mentre la velocità aumenta (o il carico è ridotto), il coefficiente di attrito diminuisce al minimo. Generalmente raggiunto il valore minimo viene determinato il cambio di regime verso la lubrificazione elasto-idrodinamica. I valori tipici del coefficiente di attrito realizzato nella transizione è approssimativamente 0,01.

#### 2.2.4 Lubrifiazione elasto-idrodinamica

Dopo aver raggiunto il minimo di attrito nella curva di Stribeck, c'è uno spessore abbastanza pellicolo ( $\lambda > 2 - 3,5$ ) per garantire la lubrificazione. Cessano di esistere i contatti tra i solidi e una pellicola uniforme di lubrificante si forma tra le superfici, che riduce l'usura a livelli quasi trascurabili (Johnson K. L., 1977). All'interno di questa zona, in modo generale, se si aumenta il Sommerfeld, l'attrito interno nel fluido aumenta il coefficiente di attrito tra le superfici. Se altri effetti entrano in gioco (riscaldamento, reologia...) il coefficiente di attrito può rimanere stabile o anche diminuire con l'aumento della velocità. Una diminuzione del Sommerfeld diminuisce l'attrito al minimo, anche se questo implica avvicinarsi al regime di lubrificazione mista. Questa regione di comportamento può essere conosciuta come idrodinamica o elastohidrodinamica (Johnson K. L., 1977). La distinzione tra uno e l'altro è data dalla considerazione della deformazione elastica dei solidi e del comportamento piezoviscoso del lubrificante. È considerato il caso idrodinamico come un caso particolare del regime elasto-idrodinamico dove la deformazione dei solidi è trascurabile e la viscosità non è influenzato dalle basse pressioni di contatto. Il regime idrodinamico è caratteristico dei cuscinetti, dove le pressioni sono dell'ordine del mega pascal, mentre il regime elasto-idrodinamico è presente in contatti altamente caricati come ingranaggi o cuscinetti dove si possono raggiungere le pressioni dell'ordine del giga pascal. La lubrificazione elasto-idrodinamica dà luogo a pellicole molto fini di lubrificanti e aree di contatto molto piccole (Johnson K. L., 1977).

#### 2.2.5 Attrito

Dalle equazioni dei modelli reologici e l'equazione di Reynolds generalizzata (Barnes H., 1993), risolvendo il sistema della lubrificazione EHD (Bair S., 2006) è possibile ottenere le pressioni e lo spessore del film che sono state utilizzate all'interno dei modelli dei tribometri.

Per ottenere il valore della tensione di taglio si è utilizzata la definizione di viscosità. Il coefficiente di attrito si ottiene dividendo la forza ottenuta dall'integrazione della tensione di taglio nell'area di contatto ( $\Omega$ ) per il carico applicato.

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial z}$$
$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{1}{W} \iint_{\Omega} \tau d\Omega = \frac{1}{W} \iint_{\Omega} \eta \frac{\partial u}{\partial z} d\Omega$$

In questo capitolo sono stati esposti i fondamenti del problema del contatto meccanico lubrificato che tenendo conto delle equazioni presenti nel lavoro (Bair S., 2006) consentono di conoscere i campi di pressione esistenti in un contatto (Venner C.H., 2000) . Conosciute le pressioni si possono conoscere i campi di tensioni che consentiranno l'applicazione delle teorie di guasto per affaticamento come pitting e micropitting.

# 2.3 Modello per ruote dentate

In questo paragrafo è presentato il modello per calcolare i parametri caratteristici del contatto sulle ruote dentate; ovvero pressione massima di contatto, spessore minimo di lubrificante, velocità di slittamento. Questo modello è stato utilizzato per determinare le condizioni di funzionamento delle prove sperimentali della macchina FZG per poter ottenere le stesse condizioni di contatto tra i vari banchi prova . È importante mettere in evidenza che nel caso delle ruote dentate le varie condizioni dinamiche e cinematiche non sono costanti ma variano lungo la superficie di contatto dei denti. La macchina FZG utilizzata presenta una geometria determinata e rispetto a questa sono stati calcolati i vari parametri.

## 2.3.1 Geometria

Il tipo di contatto degli ingranaggi corrisponde ad un contatto lineare (Lubrication and contact fatigue models for roller and gear contacts, 2009) figura 2.6. Per rappresentare la geometria del contatto è utilizzato il modello equivalente per cui ad ogni punto lungo la linea di contatto sono sostituiti due cilindri equivalenti. Sarà presentato il calcolo per ingranaggi a denti diritti poiché caratterizzano la macchina FZG, utilizzata nelle prove sperimenta, però il modello può essere facilmente esteso anche al caso a denti elicoidali, etc..



FIGURA 2.5 Configurazione delle ruote dentate della macchina FZG

Nella figura 2.6 è rappresentato in modo schematico la geometria del contatto tra ingranaggi e la definizione dei cilindri equivalenti. In questo caso sono stati rappresentati i cilindri nel punto di contatto C, essendo questo il punto di puro rotolamento.



FIGURA 2.6 GEOMETRIA DEL CONTATTO E CIRCONFERENZE EQUIVALENTI

Per conoscere il raggio dei cilindri equivalenti  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  è necessario definire una serie di parametri che caratterizzano il contatto, in questo caso per gli ingranaggi a denti diritti:

- Passo: **a**<sub>w</sub> o a'
- Modulo normale: Mn
- Angolo di pressione:  $\alpha$
- Numero dei denti ruote: **Z**<sub>1</sub>, **Z**<sub>2</sub>
- Correzione ruota:  $X_1, X_2$
- Distanza del generico punto P rispetto al punto C:  $\delta$

Nella figura 2.7 È possibile visualizzare una rappresentazione di tutti questi parametri in un punto generico lungo la linea di contatto.

Noti questi parametri dalla figura è possibile definire la geometria del problema applicando le seguenti espressioni geometriche (Lafont P., 2009).



FIGURA 2.7 GEOMETRIA DEL CONTATTO ATTRAVERSO I DISCHI EQUIVALENTI

• Angolo di pressione di esercizio

$$\cos\alpha_w = \frac{m(Z_1 + Z_2)\cos\alpha}{2a_w} \tag{2.9}$$

• Riferimento raggio primitivo

$$r_1 = \frac{m_n Z 1}{2}$$
  $r_2 = \frac{m_n Z 2}{2}$  (2.10)

• Raggio della testa

$$r_{a1} = r_1 + (1 + X_1)m_n \quad r_{a2} = r_2 + (1 + X_2)m_n \tag{2.11}$$

• Raggio di base

$$r_{a1} = r_1 \cos\alpha_1 \qquad r_{a2} = r_2 \cos\alpha_2 \tag{2.12}$$

• Passo centrale nella circonferenza di base

$$E_1 D = E_2 B = m_n \pi \cos \alpha \tag{2.13}$$

• Distanze caratteristiche:

$$T_{1}T_{2} = a_{w}sen\alpha_{w}$$

$$T_{2}E_{1} = [r_{a2}^{2} + r_{b2}^{2}]^{\frac{1}{2}}$$

$$T_{1}C = r_{b1}\tan(\alpha_{w}) \qquad T_{2}C = r_{b2}\tan(\alpha_{w})$$
(2.14)

I punti E<sub>1</sub> ed E<sub>2</sub> Rappresentano l'inizio dell'ingranaggio, cioè dove il dente inizia a entrare in presa. I punti B e D sono i punti in cui rispettivamente inizia e finisce il tratto con un asolo dente in presa a pieno carico. Durante l'ingranamento i raggi equivalenti variano punto per punto e dalle grandezze definite precedentemente si ricava:

$$T_1 P = r_1 sin\alpha_w + \delta$$

$$T_2 P = r_2 sin\alpha_w - \delta$$
(2.15)

Devono inoltre sempre essere soddisfatta la seguente relazione geometrica:

$$T_1 T_2 = \rho_1 + \rho_2 \tag{2.16}$$

Per impostare le condizioni operative di carico e velocità è necessario conoscere la coppia trasmessa e la velocità di rotazione sul pignone  $\omega I$  o sulla corona  $\omega 2$ .

#### 2.3.2 Cinematica

Per determinare lo strisciamento sui denti durante il funzionamento si considera la figura 2.8 in cui il generico punto P, che si muove lungo la retta d'azione, definisce la velocità assoluta  $VI \ e \ V2$  se pensata appartenente rispettivamente alla ruota 1 o alla ruota 2 (Gugliotta.A, 2017).

Data la velocità periferica Vp si ha :

• Velocità di rotolamento (Rolling)  $V_1 = V_2 = Vp = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ 



FIGURA 2.8 SCHEMA CINEMATICO DEL CONTATTO

In cui la velocità si scompone in una componente lungo la retta d'azione ed una componente ortogonale alla stessa:

$$V_{b} = \omega_{1}r_{1}\cos\alpha_{w} = \omega_{2}r_{2}\cos\alpha_{w}$$

$$V_{t1} = V_{1}sen\alpha_{1P} = \omega_{1}r_{1P}sen\alpha_{1P} = \omega_{1} T_{1}P$$

$$V_{t2} = V_{2}sen\alpha_{2P} = \omega_{2}r_{2P}sen\alpha_{2P} = \omega_{2} T_{2}P$$
(2.17)

Nel punto di contatto P è possibile sostituire i profili di contatto con i cerchi osculatori equivalenti di centro  $T_1$  e  $T_2$ , raggio  $T_1P$  e  $T_2P$  e velocità  $\omega_1 \omega_2$ . Da cui è possibile determinare:

• Velocità di sliding

$$V_{s} = V_{t1} - V_{t2}$$
$$V_{t1} = \omega_{1} T_{1} P = \omega_{1} (r_{1} sin\alpha_{w} + \delta)$$
$$V_{t2} = \omega_{2} T_{2} P = \omega_{2} (r_{2} sin\alpha_{w} - \delta)$$

• Velocità media

$$V_m = \frac{(V_{t1} + V_{t2})}{2} \tag{2.19}$$

(2.18)

• Coefficiente di sliding/rolling (Slide to Roll Ratio)

$$SRR = \frac{2(V_{t1} - V_{t2})}{(V_{t1} + V_{t2})} * 100$$
(2.20)

• Strisciamento specifico

$$St_1 = \frac{(V_{t1} - V_{t2})}{(V_{t1})}$$
  $St_2 = \frac{(V_{t2} - V_{t1})}{(V_{t2})}$  (2.21)

### 2.3.3 Pressione massima di contatto

Partendo dalla teoria di Hertz esposta precedentemente, per le ruote dentate si valuta la pressione massima di contatto considerando anche in questo caso i cilindri equivalenti che vanno a determinare per ogni punto un valore differente di pressione determinata dal differente raggio equivalente.

Partendo dagli schemi riportati sopra, la pressione di contatto massima secondo la teoria di Hertz e il lato dell'area di contatto (A = 2a\*B) sono definiti dalle formule seguenti (J.Bernard, 1999):

$$P_{Hmax} = \sqrt{\frac{W * \rho * E_{eq}}{2B\pi}}$$

$$2a = \sqrt{\frac{W * \rho * E_{eq}}{2B\pi}}$$
(2.22)

Dove si definisce:

- *W Carico trasmesso*  $W = \frac{M_1}{r_1 \cos(\alpha)}$
- *B* spessore del dente
- $\rho$  raggio equivalente  $\rho = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$
- Eeq Modulo equivalente  $E_{eq} = \left[\frac{2(1-\nu^2)}{E}\right]^{-1}$

Dunque, la pressione massima che si determina lungo il dente il dente non è costante ma è funzione del punto di contatto considerato.

Una volta definita la geometria e le cinematiche in ogni punto della linea di ingranaggi resta da definire solo il carico applicato. Questo divide la linea di contatto in sezioni in funzione della variazione di carico. Per l'ingranaggio a denti diritti la variazione del carico corrisponde, in prima approssimazione, con quella di figura 2.9.



FIGURA 2.9 DISTRIBUZIONE DEL CARICO DURANTE IL CONTATTO

La variazione del carico lungo l'ingranamento dipende in larga misura dalle modifiche del profilo del dente in cui, si sviluppano cambiamenti bruschi di carico quando vi è una variazione dei denti in presa. Analizzando la figura 2.6, che appare in (ISO, 2010) e (Brandio, 2007) possiamo fare le seguenti considerazioni:

- Prima sezione (E1-B): o zona di primo approccio. È caratterizzata da due denti in contatto, in una prima approssimazione, come mostrato in figura, il carico si distribuisce equamente su ogni dente ottenendo un carico costante pari alla metà del totale per tutto il periodo.
- Seconda tratto (B-D): Vi sono solo un paio di denti in presa, dunque si trasmette su questi tutto il carico.
- Terzo tratto(D-E2): In questo caso vi sono nuovamente due paia di denti in contatto e si ripresenta la stessa condizione del primo tratto.

## 2.3.4 Spessore minimo di lubrificante

Il regime di lubrificazione che è stato considerato è il regime elasto- idrodinamico. Nelle varie prove sperimentali infatti il coefficiente d'attrito è risultato molto basso e sono state rispettate le condizioni di questo tipo di lubrificazione ed esposte nel paragrafo 2.2. Le relazioni per determinare lo spessore minimo fanno riferimento ai lavori presenti in letteratura condotto da Dowson e Higginson (Hamrock, 1994) in cui per le ruote dentate sono considerate due superfici cilindriche che, come per gli altri parametri, variano durante l'ingranamento.

$$hmin = H_{min} * R'_{x}$$
(2.23)  
$$R'_{x} = \frac{1}{\rho}$$
  
$$H_{min} = 1.714 * (W'^{-0.128} * U^{0.694} * G^{0.568})$$
(2.24)

I vari coefficienti sono determinati sperimentalmente per il caso di ruote dentate; Si riporta di seguito il significato dei vari coefficienti

Radius equivalent	R'x [mm]	1/ρ
Dimensionless load	W'	$\frac{W}{B \cdot \mathbf{R'x} \cdot E_{eq}}$
Dimensionless speed	U	$\frac{u * \eta 0 *}{R'x * E_{eq}}$
Dimensionless material	G	$\alpha^* E_{eq}$

<b>TABELLA 2.1 PARAMETRI DI LUBRIFICAZION</b>	Œ
---	---

Dove:

$$\boldsymbol{\rho} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad \begin{bmatrix} \mathbf{1} \\ \mathbf{m} \end{bmatrix}$$

- **η0** [Pa\*s] viscosità dell'olio lubrificante a temperatura ambiente
- $\alpha$  [m<sup>2</sup>/N] coefficiente di pressione viscosa mentre
- **u** [**m**/**s**] velocità media di contatto.

## 2.3.5 Risultati del modello

Si riportano in questo paragrafo i risultati del modello. I parametri calcolati infatti variano lungo la linea di contatto. La geometria delle ruote utilizzate nella macchina FZG è riportata nella tabella 2.2 e a titolo di esempio viene definito un certo carico e una certa velocità per evidenziare come variano i vari parametri lungo il contatto.

Interasse [mm]	a <b>'</b>	91.5
spessore ruota [mm]	b	14
Diametro primitivo [mm]	dw1	73.2
	dw2	109.8
Diametro esterno [mm]	de1	82.45
	de2	118.35
Modulo [mm]	mn	4.5
Numero denti	Z1	16
	Z2	24
Fattore di correzione non	x1	0.1817
simmetrico	x2	0.1715
Angolo di pressione	α	20
	αw	22.44
Angolo d'elica	β	0

TABELLA 2.2 GEOMETRIA RUOTE FZG



FIGURA 2.10 VARIAZIONE DELLO STRISCIAMENTO SPECIFICO IN FUNZIONE DEL PUNTO DI CONTATTO



FIGURA 2.11 ANDAMENTO SRR IN FUNZIONE DEL PUNTO DI CONTATTO



FIGURA 2.12 ANDAMENTO RAGGI EQUIVALENTI IN FUNZIONE DEL PUNTO DI CONTATTO



 $FIGURA\,2.13$  . Pressione di contatto in funzione della posizione lungo la linea di contatto

## 2.4 Modello twin disk

La macchina Twin disk, rappresentata nella figura seguente, è stata costruita all'interno del Tekniker ed è costituita da due alberi paralleli collegati a due motori differenti; questi permettono di far ruotare in maniera indipendente i due assi su cui sono collocati due dischi. Questa macchina è molto interessante poiché come mostrato nell'analisi bibliografica simula il comportamento di due ruote dentate in uno specifico punto.



FIGURA 2.14 RAPPRESENTAZIONE DEL CONTATTO TWIN DISK

## 2.4.1 Geometria

Per quanto riguarda la geometria questa macchina utilizza due alberi su cui è possibile calettare dischi di diverso diametro, spessore e materiale che presentano dunque una velocità di rotazione indipendente. I dischi vengono tenuti premuti da una forza Fn. Si descriveranno successivamente le caratteristiche della proprietà della macchina utilizzata.



Raggio disco [mm]	R_1
	R_2
Spessore [mm]	b
Velocità [rpm]	ω1
	ω2
Carico [KN]	F

TABELLA 2.3. PARAMETRI CARATTERISTICI TWIN DISK

## 2.4.2 Velocitaè di Slittamento

Per quanto riguarda la velocità di slittamento si definisce per ogni disco la propria velocità periferica (Lehtovaara, 2008)

$$V1 = \omega_1 \cdot R_1 \quad \left[\frac{m}{s}\right]$$
$$V2 = \omega_2 \cdot R_2 \quad \left[\frac{m}{s}\right]$$

Dunque, la velocità di slittamento sarà uguale a:

$$Vs = V1 - V2 \quad \left[\frac{m}{s}\right] \tag{2.25}$$

• Velocità media

$$V_m = \frac{(V_1 + V_2)}{2}$$

• *Coefficiente di sliding/rolling (Slide to Roll Ratio)* 

$$SRR = \frac{2(V_1 - V_2)}{(V_1 + V_2)} * 100$$
(2.26)

• Strisciamento specifico

$$St_1 = \frac{(V_1 - V_2)}{(V_1)}$$
  $St_2 = \frac{(V_2 - V_1)}{(V_2)}$  (2.27)

## 2.4.3 Pressione Hertziana

Per quanto riguarda la pressione di contatto sono state utilizzate le stesse relazioni del caso di ruote dentate dove si fa riferimento alla teoria di Hertz relativa al caso di due cilindri a contatto premuti con una forza F (J.Bernard, 1999)



## 2.4.4 Spessore minimo di lubrificante

Nel caso di due dischi rotanti e caricati da una certa forza per quanto riguarda lo spessore minimo di lubrificante, sono state valutate le mappe del regime di lubrificazione presenti nel lavoro (J.Bernard, 1999). Nel caso di contatto di linea, in pieno regime elastodinamico EHL si ottengono i seguenti coefficienti:

$$g_{v} = \frac{GW^{\frac{2}{3}}}{U^{1/2}}$$
  $g_{v} = \frac{W}{U^{1/2}}$  (2.28)

Da cui si ottiene il seguente coefficiente sperimentale

$$g_h = 1.6549 * g_v^{0.54} * g_e^{0.06} \tag{2.29}$$

Lo spessore di lubrificante viene determinato dalla seguente relazione:

$$hmin = H_{min} * R'_{x}$$

$$H_{min} = g_{h} \left(\frac{U}{W}\right)$$
(2.30)

Si riporta nella seguente tabella il significato dei vari coefficienti

Viscosità dell'olio lubrificante a	η0 [Pa*s]	-
temperatura ambiente		
coefficiente di pressione viscosa mentre	α [m^2/N]	-
Modulo di Young	E [GPa]	-
Modulo di Poisson	v	-
Velocità media di contatto.	u [m/s]	$u = \frac{(V_1 + V_2)}{2}$
Radius equivalent	R'x [mm]	1/ρ
	ρ [1/mm]	$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$
Modulo equivalente	E <sub>eq</sub> [GPa]	$\frac{2}{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}}$
Dimensionless load	W'	$\frac{F}{B \cdot \mathbf{R'x} \cdot E_{eq}}$
Dimensionless speed	U	$\frac{u * \eta 0 *}{R'x * E_{eq}}$
Dimensionless material	G	$\alpha^* E_{eq}$

## 2.5 Modello Four Ball

Questa particolare macchina viene solitamente utilizzata per determinare le proprietà dei lubrificanti in caso di due superfici di acciaio in contatto. Viene valutato il fenomeno di scuffing presente sulle sfere considerando sia la pressione massima raggiunta prima che si abbia la fusione del materiale sia il diametro di usura che si sviluppa dopo un determinato tempo.



FIGURA 2.16 SCHEMA DEL CONTATTO MACCHINA FOUR BALL



FIGURA 2.17 GEOMETRÍA FOUR BALL

### 2.5.1 Geometria

La macchina Four ball, come rappresentata nella figura 2.16, è costituita da 4 identiche sfere di acciaio aventi diametro di 12.7 mm. All'interno di un contenitore di acciaio (4) sono inserite tre di esse nella parte inferiore (3) che rimangono fisse durante il funzionamento. La restante sfera (1), collocata nella parte superiore, viene premuta contro le altre attraverso un carico P e si muove in maniera solidare ad un albero rotante (3). Tra il contenitore e l'albero è collocata una flangia che tiene fisse le sfere al contenitore ed infine un coperchio racchiude l'olio all'interno della camera.

#### 2.5.2 Velocità di slittamento

Per il calcolo della velocità di slittamento occorre osservare che non vi è un movimento relativo poiché vi è solo una palla che rotea con velocità n. Il moto dunque è di puro slittamento è la velocità sarà pari a:

$$Vs = \omega \cdot d = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot d \quad \left(\frac{m}{s}\right) \tag{2.31}$$

Dove n [rpm] è la velocità di rotazione mentre d (3.7mm) è la distanza del punto di contatto tra le sfere di acciaio rispetto all'asse di rotazione.

Dunque in questa particola macchina definita la velocità di rotazione su ogni sfera viene automaticamente determinata la velocità di strisciamento.

### 2.5.3 Pressione di contatto

La pressione di contatto è stata determinata utilizzando la teoria di Hertz applicata al caso di due sfere tenute premute l'una contro l'altra da un carico *Pn*.

Occorre tener presente che in questo caso il carico P applicato alla macchina e trasmesso alla sfera sovrastante viene ripartito tra le tre sfere seguendo lo schema seguente:



FIGURA 2.18 SCHEMA DELLA PRESSIONE SVILUPPATA TRA LE SFERE

Da qui è stato valutato, attraverso la seguente relazione, la pressione massima di contatto e il raggio dell'area di contatto secondo la teoria di Hertz considerando due sfere dello stesso materiale (J.Bernard, 1999):

$$P_{H} = \sqrt[3]{\frac{6*Pn*\rho^{2}*E_{eq}^{2}}{\pi^{3}}}$$
$$a = \sqrt[3]{\frac{3*Pn}{4\rho E_{eq}}}$$

## 2.5.4 Spessore minimo di lubrificante

Nel caso di sfere a contatto è stata fatta la stessa analisi dei casi precedenti. In questo caso il tipo di contatto è puntuale e in pieno regime elasto-idrdinamico EHL. Seguendo il lavoro (J.Bernard, 1999) si ottengono i seguenti coefficienti che caratterizzano il regime di lubrificazione:

$$g_{\nu} = \frac{GW^3}{U^2}$$
  $g_E = \frac{W^{8/3}}{U^2}$   $k = 1.0339 \left(\frac{R_{\gamma}}{R_{\gamma}}\right)^{0.636}$  (2.32)

Da cui si ottiene il seguente coefficiente sperimentale

$$g_h = 3.42 * g_v^{0.49} * g_e^{0.17} [1 - e^{-0.68k}]$$
(2.33)

Lo spessore di lubrificante viene determinato dalla seguente relazione:

$$hmin = H_{min} * R'_{x}$$

$$H_{min} = g_{h} \left(\frac{U}{W}\right)$$
(2.34)

Si riporta nella seguente tabella il significato dei vari coefficienti

Viscosità dell'olio lubrificante a	η0 [Pa*s]	-
temperatura ambiente		
coefficiente di pressione viscosa mentre	α [m^2/N]	-
Modulo di Young	E [GPa]	-
Modulo di Poisson	v	-
Velocità media di contatto.	u [m/s]	$u = \frac{(V_1 + V_2)}{2}$
Radius equivalent	R'x [mm]	1/ρ
	ρ [1/mm]	$\frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y}$
Modulo equivalente	E <sub>eq</sub> [GPa]	$\frac{2}{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}}$
Dimensionless load	W'	$\frac{F}{B \cdot \mathbf{R'x} \cdot E_{eq}}$
Dimensionless speed	U	$\frac{u * \eta 0 *}{R'x * E_{eq}}$
Dimensionless material	G	$\alpha^* E_{eq}$

 TABELLA 2.5: PARAMETRI LUBRIFICAZIONE CASO SFERE

# 2.6 Falex Multispecimen rolling\sliding

La macchina multispecimen rappresentata nella figura 2.19 è una macchina tribometrica molto versatile. E' composta da due alberi verticali opposti, di cui uno rotea mentre l'altro rimane fisso.

È chiamata multispecimen per i diversi adattatori che possono essere applicati tra i due alberi a seconde della tipologia di prova che si vuole realizzare. Nel nostro caso è stata realizzata una combinazione di rolling/ sliding che ben si presta a rappresentare il contatto tra denti delle ruote dentate e sviluppare pitting. Questa configurazione è costituita da due cilindri che roteano e strisciano su due piste circolari sviluppate su un disco che viene fissato all'albero inferiore.



FIGURA 2.19 SCHEMA DELLA CONFIGURAZIONE UTILIZZATA NELLA MACCHINA MULTISPECIMEN

## 2.6.1 GEOMETRIA

La macchina multispecimen, come mostrato nelle figure seguenti, è costituita da un disco principale collocato sull'albero inferiore e due cilindri che collocati all'interno di un opportuno apparato vengono fissati all'albero rotante e si muovono lungo le piste del disco inferiore con un moto rotativo e di slittamento.

La geometria è costituita da **R\_out** il raggio della pista esterna, **R\_in** il raggio della pista interna mentre **R\_d** (Drive radius) è il raggio di rotazione, ovvero il centro di istantanea rotazione di cilindri e **r** raggio dei cilindri.

Si riportano di seguito le principali caratteristiche geometriche della macchina utilizzata:

Radius inside land	Rin
Radius outside land	Rout
Radius drive land	Rdriver
Radius specimen roller	r
Lenght of contact	L

TABELLA 2.6: CARATTERISTICHE GEOMETRICHE CONTATTO ROLLING\SLIDING

## 2.6.2 Velocita' Slittamento

Il calcolo dello slittamento, per quanto riguarda questa macchina si consideri la figura seguente (Falex, 1999):



FIGURA 2.20 SCHEMA GEOMETRICO DELLE POSIZIONI ASSUNTE DAI CILINDRI

Il disegno mostra le due piste del disco inferiore, in cui possiamo immaginare che il generico cilindro presenta i punti di contatto C ed F rispetto al disco mentre A è centro di rotazione. Se immaginiamo di avere un moto di puro rotolamento avremo che il cilindro si sposterà da C a D, da F a G e da A a B. Dovendo il cilindro rotare rispetto al punto O, tracciamo la retta che passa da o a B e definisce i punti E ed F. Questi punti rappresentano lo slittamento dovuto al fatto che il cilindro è costretto alla rotazione rispetto all'asse passante per O.

Avremo dunque la percentuale di sliding:

- relativa al cilindro  
- relativa alla pista esterna
$$\frac{GH}{FG} = \frac{DE}{DC}$$

$$\frac{DE}{CD+DE} = \frac{GH}{FG+GH}$$

Per quanto riguarda la velocità di sliding, detta  $\boldsymbol{\omega}$  la velocità di rotazione dell'albero a cui sono connessi i cilindri avremo

$$Vs = \omega \cdot (R_{out} - R_d) = \omega \cdot (R_d - R_{in}) \quad \left(\frac{m}{s}\right) \tag{2.35}$$

### 2.6.3 Pressione di contatto

Per quanto riguarda la pressione di contatto si fa riferimento alla formula presente all'interno del manuale della macchina (Falex, 1999). Il carico viene determinato da opportuni pesi che, attraverso un sistema a leva, vanno a determinare il carico che tiene premuto i due alberi opposti e tra i quali è inserito il sistema Disco – cilindri.

Il carico così determinato viene ripartito equamente sia tra i due cilindri che tra le due pista di contatto. Dunque, definito il carico Fn, si avrà che ogni parte a contatto è premuta con una forza pari al 25% di Fn.

La pressione così determinata è uguale a:

$$Pmax = \sqrt{\frac{0.35 * P}{L * r * (C_1 + C_2)}}$$
(2.36)

Dove

Pmax = pressione di contatto [lbf/in^2]
P = carico applicato nel punto di contatto (0.25 del carico totale) [lbf]
E = modulo di elasticità [lbf/in^2]
L = lunghezza di contatto [in]
r = raggio del cilindro [in]
C1= 1/E1
C2=1/E2

#### 2.6.4 Lubrificazione

Lo stato di lubrificazione è stato determinato come per i casi precedenti considerando un contatto di linea e un regime elasto-idrodinamico nel caso cilindro - piano. Si rimandano ai paragrafi precedenti le relazioni e i riferimenti bibliografici che sono stati determinati.

# **CAPITOLO 3**

# **3. PROVA SPERIMENTALE FZG**

In questo capitolo viene descritta l'attività sperimentale eseguita con la macchina FZG. Questa attività ha un duplice obiettivo. Il primo consiste nel testare diversi tipi di materiale per valutare la loro resistenza rispetto ai fenomeni di usura. Il secondo obiettivo invece è stato quello di valutare un confronto tra i diversi tribometri. Dai risultati ottenuti dalla macchina FZG infatti sono stati ricavati i parametri caratteristici del contatto e utilizzando i modelli descritti precedentemente [capitolo 2] sono state impostate le prove fatte sulle altre macchine. In questo modo è stato possibile verificare gli stessi fenomeni di danneggiamento.



FIGURA 3.1 MACCHINA FZG UTILIZZATA NELLE PROVE

## 3.1 Descrizione della macchina

Nell'immagine di figura 3.2 possiamo osservare lo schema della macchina in cui i due ingranaggi di prova, il pignone (1) e la ruota (2), sono montati in una scatola chiusa e sono collegati tramite due alberi al motore principale (3). L'asse anteriore è diviso in 2 parti tra le quali è posta una frizione (4). Metà della frizione è fissata alla base mediante un pezzo di bloccaggio (5), mentre l'altra parte è mobile e può essere ruotata usando una leva e opportuni pesi (6). Al sistema sono applicate due forze statiche, una coppia che può essere misurata attraverso il torsiometro (7). In questo caso, la lubrificazione viene applicata per immersione delle ruote nella camera di chiusura e il lubrificante viene riscaldato utilizzando un sistema di resistenze elettriche (8). Attraverso il sistema di riscaldamento e raffreddando è possibile mantenere una temperatura di prova costante, che è monitorata con un sensore di temperatura. La quantità di olio utilizzata in ciascuna il test è sufficiente per coprire gli assi della scatola di prova fino alla metà, 1,5 litri circa.





FIGURA 3.2 SCHEMA DELLA MACCHINA FZG UTILIZZATA NELLE PROVE

# 3.2 Materiali Utilizzati

In questo paragrafo vengono presentati i materiali utilizzati in questa analisi che prevede quattro tipi di trattamento superficiale, uno di cementazione e tre tipi di nitrurazione. È bene tener presente che sia il tipo di trattamento che la rugosità superficiale sono parametri che influenzano i fenomeni di danneggiamento.

## 3.2.1 Elemento di studio

L'elemento di studio e di miglioramento del progetto è il riduttore utilizzato nei paranchi e nelle gru fabbricate da GH (figura 3.3). Si tratta di un sistema in cui gli ingranaggi sono a denti dritti costituiti da acciai cementati. Tutti gli ingranaggi sono lubrificati in bagno d'olio all'interno di un carter chiuso.



FIGURA 3.3 RIDUTTORE DI GH

Gli ingranaggi in analisi, proposti da GH sono usati in una grande famiglia di prodotti. A seconda delle configurazioni in cui può essere montata la gru monorotaia o doppia trave (con uno o due travi), la sua capacità di carico è possibile utilizzare materiali diversi:

- materiali della corona dentata: 16CrMo4, 42 CrMo4, CK-45

- materiali per pignoni: 18CrNi8, 42 CrMo4

La lubrificazione per questo tipo di componente è realizzata attraverso l'olio Omala S2 G68 che è un lubrificante utilizzato in questi tipi di riduttori e costituisce il lubrificante di riferimento. È un lubrificante semi-sintetico a forma di gel trasparente, lucido e molto filamentoso. Ha una grande aderenza e alta resistenza contro l'ossidazione.

## 3.2.2 Trattamenti termico

Nel progetto sviluppato nel centro Tekniker, la compagnia TTT applica un trattamento di cementazione, nitrurazione di sali (Tenifer ®), nitrurazione di gas( Nitreg ®) e una nitrurazione ionica con schermo attivo. Sia la cementazione che la nitrurazione sono trattamenti appropriati da applicare agli ingranaggi. A causa della grande varietà di possibilità che esistono in essi, il progetto propone l'applicazione di questi trattamenti da parte di TTT ma con processi ottimizzati. Nel lavoro (Tekniker, 2016) sono descritti i processi per la realizzazione dei trattamenti citati.

#### • Cementazione

La Cementazione è un trattamento che consiste nel modificare la composizione chimica dello strato di superficie arricchendola di carbonio per aumentare la durezza superficiale. In questo modo è possibile ottenere pezzi con elevata durezza superficiale e alta tenacità nel nucleo. Questa procedura consiste nel riscaldare i componenti ad una temperatura di circa 900 ° C in un mezzo in cui il carbonio penetra nella superficie dell'acciaio. L'atmosfera combustibile necessaria può essere ottenuta per mezzo di agenti gassosi, solidi o carbon-peeling liquidi.

L'azienda *TTT* esegue i trattamenti di cementazione in forni a doppia camera di trasferimento con raffreddamento a gasolio o a gas programmato con regolazione automatica. Il controllo del computer consente di monitorare i processi in tempo reale e registrare tutti i parametri.

#### • Nitrurazione

La nitrurazione è un processo termochimico di saturazione della superficie di acciaio con azoto, che forma il cosiddetto strato di nitrurazione, composto a sua volta da due sotto strati: il bianco o strato di combinazione (strato esterno formato da nitruri di Ferro) e strato di diffusione (strato interno costituito da nitruri degli elementi di lega dell'acciaio finemente disperse). Il processo consiste nell'arricchire lo strato superficiale con azoto che viene introdotto in un acciaio (lega speciale con cromo, vanadio, alluminio) ad una temperatura di circa 550 ° C in un preciso istante. Senza effettuare alcun trattamento successivo viene conferita una durezza superficiale estremamente elevata che si ottiene con una deformazione minima grazie alla bassa temperatura del trattamento.

TTT applica tre tipi di nitrurazione:

- Nitrurazione in sale (Tenifer ®)
- Nitrurazione gassosa (NITREG ®)
- Nitrurazione ionica con schermo attivo

# 3.3 Criterio per determinare la combinazione di materiali

Tutti i provini sono stati prodotti da Juaristi Gears e poi trattati da TTT. Si riporta di seguito la stima dei possibili trattamenti che possono essere sviluppati dall'azienda per questa analisi.

N⁰	Tipo de acero	Tratamiento a aplicar (TTT)	Tipo de nitruración	Nivel capa nitruración	Rectificar tras tratamiento (Juaristi)	Ra final (aprox.) en engranaje
1	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	Gaseosa	0,2 mm	No	1,6 um
2	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	Gaseosa	0,3-0,45 mm	No	1,6 um
3	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	Gaseosa	0,2 mm	Sí	0,8-1,0 um
4	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	Gaseosa	0,3-0,45 mm	Sí	0,8-1,0 um
5	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	Gaseosa	0,2 mm	Sí	0,4, 0,2 um
6	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	Gaseosa	0,3-0,45 mm	Sí	0,4, 0,2 um
7	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	En sales	0,2 mm	No	1,6 um
8	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	En sales	0,3-0,45 mm	No	1,6 um
9	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	En sales	0,2 mm	Sí	0,8-1,0 um
10	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	En sales	0,3-0,45 mm	Sí	0,8-1,0 um
11	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	lónica	0,2 mm	No	1,6 um
12	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	lónica	0,3-0,45 mm	No	1,6 um
13	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	lónica	0,2 mm	Sí	0,8-1,0 um
14	Bonificado (F-125/F-1252)	Nitruración	lónica	0,3-0,45 mm	Sí	0,8-1,0 um
15	Cementación (F-155)	Cementación	-	-	Si	0,6-0,8 um

TABELLA 3.1 COMBINAZIONE DEI POSSIBILI PROVINI REALIZZABILI DALL'AZIENDA TTT

Nella tabella 3.1 possiamo osservare che le combinazioni possibili tra trattamento superficiale, rugosità e spessore di nitrurazione sono molteplici. Dunque, all'interno del centro di ricerca Tekniker sono state realizzate delle prove preventive sulla macchina Multispecimen affinché ci fosse una prima selezione delle varie combinazioni di materiali.

#### 3.3.1 Lubrificante utilizzato

L'olio attualmente utilizzato nella lubrificazione degli ingranaggi del riduttore prodotto da GH è Omala S2 G. È quindi il lubrificante di riferimento di questo progetto. Tutti gli ingranaggi sono lubrificati nel bagno di questo olio all'interno di un carter chiuso (shell, 2014). Si tratta di un lubrificante semifluido e semisintetico, sotto forma di gel lucido, trasparente e filamentoso, appositamente studiato per la lubrificazione di ingranaggi con velocità massima lineare di 1,6 m/s. È indicato per componenti lubrificanti ubicati in luoghi di difficile accesso e/o in cui si possono riscontrare problemi di deflusso o gocciolamento di fluidi convenzionali (gru a ponte, motoriduttori in laminatoi, raddrizzatrici, ecc.). Questi problemi possono essere evitati con notevole efficienza grazie alla sua grande capacità di adesione e avvolgimento, che si traduce in una sensibile diminuzione del rumore durante il lavoro, rimanendo gli ingranaggi perfettamente lubrificati e protetti. Questo lubrificante è completamente reversibile quando la temperatura supera i 40 °C. gradualmente fluidifica e durante il raffreddamento il processo è invertito, acquisendo ancora le caratteristiche iniziali. Non attacca i materiali di tenuta e vernici normalmente utilizzati, È anche molto resistente al lavoro meccanico e ha proprietà anti-usura e pressione estrema.

Caratteristiche principali riportate da scheda tecnica (shell, 2014):

- Eccellente protezione contro corrosione e usura;
- Efficienza nel mantenimento del sistema;
- Utilizzo per ingranaggi industriali;
- Utilizzo per ingranaggi ad alto carico;

Proprietà		Metodo	lubrificante:
Grado di viscosità		ISO 3448	68
Viscosità cinematic(40°C)	[mm^2/s]	ISO 3104	68
Viscosità cinematic(80°C)	[mm^2/s]	ISO 3104	8.7
Indice di viscosità		ISO 2909	100
Densità	(Kg/m^3)	ISO 12185	887
Punto di combustione	(°C)	ISO 2592	236
Punto di congelamento	(°C)	ISO 3016	-24
Viscosity ( ambient)	[Pa*s]	tabella	0,0130
Pressure viscosity coefficent	[m^2/N]	tabella	1,67E-08

TABELLA 3.2:	CARATTERISTICHE	OLIO OMALA	S2 G68
--------------	-----------------	------------	--------

#### Shell Omala S2 G



Viscosity - Temperature - Diagram

FIGURA 3.4 VISCOSITÀ IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA

## 3.3.2 Prove preliminari Multispecimen

Si riportano di seguito i risultati che sono stati realizzati precedentemente sulla macchina multispecimen nella configurazione rolling/sliding che è adatta a riprodurre i fenomeni di pitting sul materiale. La descrizione della macchina è presentata nel capito 6 poiché queste prove sono state eseguite precedentemente a questo lavoro di tesi e sono stati resi disponibili i solo risultati in tabella e le condizioni di prova. Le prove sono state effettuate imponendo le stesse condizioni in tutte e le prove e valutando la massa di materiale perso e il coefficiente di attrito.

Temperatura lubrificante	80°C (controllata)
Velocità pignone	1600 rpm
Тетро	7 h
Coefficiente di slittamento	40 %
Carico	1000 N

TABELLA 3.3 SPECIFICHE DELLA PROVA



FIGURA 3.5 PERDITA DI MASSA (MG) DEI CILINDRI DELLE PROVE A PITTING IN FUNZIONE DI RA



FIGURA 3.6 PERDITA DI MASSA DEI CILINDRI E DEI CILINDRI DELLE PROVE A PITTING IN FUNZIONE DEL TRATTAMENTO SUPERFICIALE



FIGURA 3.7 COEFFICIENTE. DI ATTRITO DELLE PROVE A PITTING IN FUNZIONE DI RA
In tutte le prove si sono sviluppati i danni causati dalla fatica (pitting) con gradi differenti. L'acciaio cementato di riferimento mostra pitting sia all'interno che all'esterno delle piste. La nitrurazione del gas mostra risultati molto diversi a seconda del livello di profondità dello strato e della rugosità superficiale. Nel caso dello strato inferiore (0,2 mm) e della rugosità inferiore (tra 0,2-0,4  $\mu$ m e 0,6-0,8  $\mu$ m), si ottengono risultati migliori in termini di affaticamento superficiale e perdita di massa rispetto a quelli ottenuti con l'acciaio cementato di riferimento. Tuttavia, i risultati peggiorano con un livello superiore (0,3-0.45  $\mu$ m) e con l'aumento della rugosità.

La nitrurazione ionica è quella che generalmente mostra il peggior comportamento in termini di danni dovuti a affaticamento superficiale, i risultati inoltre peggiorano con l'aumento della profondità di strato e rugosità.

La nitrurazione in sali (con la stessa profondità di strato) mostra un comportamento simile nelle due rugosità testate, e i risultati sono migliori rispetto all'acciaio cementato di riferimento.

Per quanto riguarda la perdita di massa, in linea generale, coerentemente con la comparsa di pitting, aumenta sia con l'aumentare della profondità dello strato di nitrurazione che con la rugosità.

Vale la pena osservare la bassa perdita di massa del trattamento di riferimento, la cementazione, anche se il suo deterioramento superficiale è maggiore rispetto a qualsiasi altro trattamento con nitrurazione.

Per quanto concerne l'attrito, sono stati ottenuti valori del coefficiente di attrito medio tra 0,18 e 0,28. L'effetto della profondità di strato sull'attrito generato con la nitrurazione gassosa è stato importante, poiché con questo tipo di trattamento sono stati ottenuti i valori più bassi (con lo strato 0,2 mm) e i valori più alti (con lo strato 0,3 mm).

I risultati hanno mostrato che il trattamento che mostra un comportamento migliore è la nitrurazione gassosa con strato di 0,2 mm e Ra di 0.2-0.4  $\mu$ m. Al contrario, per esempio, i risultati peggiori sono stati ottenuti con questo stesso tipo di nitrurazione, ma quando lo strato e la rugosità erano maggiori (0.3-0,4 mm e Ra > 1 $\mu$ m, rispettivamente).

Sulla base di questi risultati ottenuti nei mesi antecedenti, sono stati selezionati i trattamenti che sono stati sviluppati sulla macchina FZG dove gli ingranaggi testati sono reali.

Nella tabella seguente sono stati riportati le caratteristiche dei provini che sono stati utilizzati per le prove sull'FZG. Dai risultati mostrati precedentemente è stato deciso di fissare la rugosità e il livello di spessore di nitrurazione e valutare tra questi tipi di trattamenti quali si presta a resistere maggiormente ai fenomeni d'usura.

Nº	Descrizione	Rugosità
Trattamento		
1	Cementazione	Ruota: 0.666±0.097μm
		Pinione: 0.505±0.107 μm
2	Nitrurazione Gassosa	Ruota: 0.603±0.071µm
	spessore: 0.2mm	Pinione: 0.598±0.063µm
3	Nitrurazione Gassosa	Ruota: 0.728±0.067μm
	spessore: 0.2mm	Pinione: 0.785±0.075μm
4	Nitrurazione in Sale	Ruota: 0.602±0.046µm
	spessore::0.2mm	Pinione:: 0.425±0.045μm
5	Nitrurazione in Sale	Ruota: 0.689 ±0.036µm
	spessore::0.2mm	Pinione: 0.585±0.064µm

TABELLA 3.4 PROVE SVILUPPATE SULLA MACCHINA FZG

R*ugosità*: valore medio ottenuto dalla misura di tutte le ruote e pignoni di ogni tipo di trattamento e rugosità che sono stati utilizzati. Queste misure sono state realizzate in IK4-TEKNIKER con un rugosimetro a contatto. Le misure riportate corrispondono alle misure sull'attrezzo testato.

*Qualità:* valore ottenuto dalla misurazione di un solo pignone e ruota di ciascun tipo di trattamento e rugosità. Queste misurazioni sono state fatte con una macchina tridimensionale in Gears Juaristi. I valori riportati corrispondono a misurazione singola effettuata su una singola marcia di ciascun lotto o gruppo di ingranaggi.

## 3.4 Prova sperimentale

Per quanto riguarda le prove eseguite queste si compongono in una prima fase in cui, con un carico medio, viene eseguito un rodaggio degli ingranaggi. Successivamente è stata eseguita una seconda fase a un carico maggiore di durata 5 ore. Dopo questa seconda, fase, gli ingranaggi vengono ispezionati per vedere se mostrano danni da fatica (micropitting o pitting) o scuffing e in tal caso valutare in quale misura si presentano. Se l'aspetto della vaiolatura non viene rilevato dopo l'ispezione, viene proseguita una terza fase, con lo stesso tempo e lo stesso carico della seconda fase.

Nelle figure seguenti sono rappresentate la geometria dei provini utilizzati, le condizioni della prova e le possibili combinazioni dei materiali prodotti dalle aziende fornitrici.

Temperatura lubrificante	80°C (controllata)
Velocità pignone	1850 rpm
	Fase 1: Running (Basso carico) 2 ore
Тетро	Fase 2: 5 ore
	Fase 3: 5 ore

Interasse [mm]	a'	91.5
spessore ruota [mm]	b	14
Diametro primitivo	dw1	73.2
[mm]	dw2	109.8
Diametro esterno	de1	82.45
[mm]	de2	118.35
Modulo [mm]	mn	4.5
Numero denti	Z1	16
	Z2	24
Fattore di correzione	x1	0.1817
non simmetrico	x2	0.1715
Angolo di pressione	α	20
	αw	22.44
Angolo d'elica	β	0

TABELLA 3.5 : PARAMETRI DI PROVA

Dunque assegnata la geometria delle ruote, le condizioni di funzionamento della prova sono state definite assegnando il tempo della prova, la temperatura dell'olio lubrificante, monitorata durante le prove, la velocità di rotazione del pignone e la coppia sul pignone.

### 3.4.1 Risultati sperimentali

Si riportano di seguito i risultati delle prove sperimentali effettuate sulla macchina FZG relative alla tabella 3.2 utilizzando i materiali, i lubrificanti e le condizioni esposte precedentemente.

	PIGNONE	RUOTA
F155 CEMENTADO		
PITTING	500 µm	
MICROPITTING		
SCUFFING	рания и станализация. 1900 рт. – 1900 рт. – 1 1900 рт. – 1900 рт. – 1	

### Prova di cementazione

FIGURA 3.8: RISULTATI SULLA MACCHINA FZG DELLA RUOTA CEMENTATA DI RIFERIMENTO

**OSSERVAZIONE**: Nel caso della ruota cementata la prova è stata eseguita correttamente ed è si sono manifestati fenomeno di pitting, micropitting e scuffing alla fine della prova. Nelle immagini i vari fenomeni sono stati evidenziati diversamente come indicato nella figura 3.11. È possibile osservare che il fenomeno di scuffing si sviluppa nella parte superiore del dente, i fenomeni di pitting nella parte più vicina al pitch point mentre nella parte inferiore si è manifestato micropitting. Questa prova sarà utilizzata come riferimento per le prove successive nel paragonare i vari trattamenti superficiali. Gli ingranaggi cementati hanno terminato la seconda fase della prova di fatica mostrando evidenti segni di micropitting sia nella ruota che nel pignone. Tutti i denti della ruota mostrano micropitting sul piede e segni di usura adesiva (scuffing) nella parte superiore del dente.



#### Ruote con nitrurazione in sale

FIGURA 3.9 : RISULTATI SULLA MACCHINA FZG DELLE RUOTE NITRURATE IN SALE

**OSSERVAZIONE:** La prova in questo caso ha mostrato dei danneggiamenti molto marcati rispetto al caso precedente. La priva prova, caratterizzata da una rugosità di 0.602 e  $0.425 \ \mu m$  rispettivamente per la ruota e il pignone, è risultata completamente danneggiata e come è mostrato in figura 3.9 non è possibile distinguere un preciso danno poiché vi sono elementi di fatica abrasione erosione sovrapposti. Nel secondo caso in cui la ruota e il pignone presentano una rugosità pari a 0.689 e 0.585  $\mu m$  è visibile un marcato fenomeno di fatica che si manifesta con pitting come evidenziato.



#### Ruote con Nitrurazione gassosa

FIGURA 3.10: RISULTATI SULLA MACCHINA FZG DELLE RUOTE NITRURATE IN SALE

Le prove che riguardano la nitrurazione gassosa sono risultate le più efficienti, infatti in questo caso i fenomeni che si sono manifestati presentano il minor danno visibile. Sono presenti in ogni caso fenomeni di micropitting e scuffing nelle medesime posizioni riscontrate sulle altre prove con una quantità inferiore rispetto alle altre prove. Entrambi i pignoni e le ruote hanno mostrato segni di affaticamento (micropitting) ma meno evidenti di quelli subiti dagli ingranaggi cementati. In caso di rugosità di 0,6 µm inoltre, nella parte superiore dei denti della ruota, come nel caso degli ingranaggi cementati, si possono osservare segni di usura adesiva (scuffing).

#### 3.4.2 Risultati del modello

Fissate le condizioni della prova, i parametri caratteristici quali **Pressione Herziana**, **slittamento, spessore minimo di lubrificane** sono stati calcolati attraverso il modello esposto nel capito 2 e presentati nelle figure successive. È possibile notare come questi varino lungo il profilo del dente a causa della geometria . Tra i vari parametri è stato valutato anche il parametro di Almen che è uguale al prodotto tra la velocità di strisciamento e la pressione Hertziana ed è utilizzato per la caratterizzazione dei lubrificanti.

Dalle prove sperimentali effettuate, analizzando i profili dei denti, si sono individuare le aree dove si sono manifestati i danneggiamenti di adesione e fatica Hertziana. Noti i punti di interesse sul profilo del dente è stato possibile ottenere i valori di pressione, stato di lubrificazione e rapporto tra slittamento-rotolamento attraverso lo stesso modello presente nel paragrafo 2.3. Questi valori saranno poi utilizzati per le successive prove in modo da poter simulare un equivalente contatto superficiale con gli stessi materiali e oli lubrificanti.

Occorre tener conto però che alcune macchine presentano dei limiti di operatività che sono stati determinati con dei test preliminari ed esposti nei capitoli successivi. La pressione di contatto inoltre, tiene conto della normativa UNI 6636 per determinare il valore massimo di pressione che si manifesta sui profili dei denti.



FIGURA 3.11 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE LUNGO LA IL PROFILO DEL DENTE



FIGURA 3.12: ANDAMENTO DELLO SPESSORE MINIMO DI LUBRIFICANTE LUNGO LO SPESSORE DEL DENTE



FIGURA 3.13 ANDAMENTO DELLA PERCENTUALE DI SLIDING/ROLLING LUNGO IL DENTE



FIGURA 3.14 NUMERO DI ALMEN LUNGO IL DENTE

### 3.5 Conclusioni

Da questa analisi è risultato che partendo da 4 tipi di trattamento superficiale, e diversi tipi di spessore di nitrurazione e lavorazione finale è stato individuato il materiale che più si presta a resistere ai fenomeni di fatica hertziana e adesione. Infatti, in tutti i test eseguiti sia precedentemente con la macchina multispecimen che con la più precisa macchina FZG il trattamento di nitrurazione gassosa con uno spessore di 0.2 mm ha sviluppato minor danneggiamento sulla superficie e minor perdita di massa. I risultati dei test di validazione, attraverso il banco prova FZG, sono coerenti con quelli ottenuti nei precedenti test di simulazione con la macchina multispecimen. In entrambi i casi la nitrurazione gassosa con spessore pari a 0,2 mm ha dimostrato di avere maggior resistenza rispetto al materiale di riferimento cementato F155. Tuttavia, tra le due rugosità degli ingranaggi testati Ra di 0,7 µm ha mostrato i migliori risultati perché in questo caso non si osservano fenomeni scuffing. Lo stesso trattamento chimico con Ra di 0,6 µm mostra superfici più danneggiate. I risultati ottenuti con la nitrurazione in sale non sono accettabili perché i denti subiscono un'usura molto marcata in tutti i casi, mostrando fenomeni di pitting, deformazione plastica del materiale e forte adesione. I risultati sono molto diversi da quelli ottenuti nel caso della macchina multispecimen e le prove terminano nella prima fase di analisi.

Dunque si dimostra come utilizzando due tribometri è stato possibile simulare il contatto tra ruote dentate e individuare un materiale che migliora la vita utile di questi componenti.

#### 3.1.1 Punti di interesse

Osservando i risultati delle prove è possibile distinguere due zone principali:

- *La zona di scuffing*, collocata sulla parte superiore del dente in cui si manifestano fenomeni di adesione tra le superfici; viene meno lo strato di lubrificante e vi è un contatto tra i denti. In questa parte del dente infatti si hanno i valori più alti di strisciamento;
- La zana di fatica hertziana, collocata in prossimità del punto di massima sollecitazione dove si manifesta pitting e micropitting.. In questa particolare zona, è stato dimostrato sperimentalmente che si manifestano i valori più alti di pressione e la velocità relativa risulta nulla.

Per entrambi i casi, analizzando le varie prove sono stati determinati i punti caratteristici lungo la linea d'azione del dente dove i fenomeni sono più marcati. Qui attraverso i modelli descritti precedentemente sono stati calcolati i valori di pressione hertziana, strisciamento e spessore minimo di lubrificante riportati di seguito. Questi valori saranno successivamente utilizzati per impostare i valori delle prove eseguite sulle altre macchine. Di seguito si riportano i parametri caratteristici che si sono calcolati per la macchina FZG utilizzando i modelli descritti precedentemente nelle due zone osservate.

Parametri nella zona soggetta a Fatica - Pitting					
Speed rotation pinion	[rpm] 1850				
Pinion Torque	C [Nm]	372,6			
Pressure Herzian	P [Mpa] 1800				
Area	A [mm^2]	7,5			
Thickness film minimum	<b>hmin</b> [μm]	[1,4 – 1.7]			
Sliding velocity	<b>Vs</b> [m/s]	[0,3 – 0.5]			
Coefficient of sliding	K_sl [%]	[10- 40]			

# TABELLA 3.6: PARAMETRI ZONA SOGGETTA A FATICA

Parametri nella zona soggetta a <b>Scutting</b>				
Speed rotation pinion	n [rpm]	1850		
Pinion Torque	C [Nm]	372,6		
Pressure Herzian	<b>P</b> [Mpa]	1500		
Area	A [mm^2]	[0.7-2]		
Thickness film minimum	<b>hmin</b> [μm]	[1,4 – 1.7]		
Sliding velocity	<b>Vs</b> [m/s]	[0,60 – 2]		
Coefficient of sliding	K_sl [%]	[40-100]		

#### TABELLA 3.7: PARAMETRI ZONA SOGGETTA A SCUFFING

La pressione di contatto è il valore massimo determinato secondo la normativa UNI 6336. Questo valore infatti è quello che si ottiene in prossimità della zona di pitting dove la velocità relativa è nulla e rappresenta la condizione peggiore alla quale è sottoposto il materiale. Per quanto riguarda gli altri parametri che variano lungo il dente, è stata fatta una media di tutti i valori che caratterizzano la zona in esame in cui, limitatamente alle prove eseguite vi è una probabilità maggiore di incontrare fenomeni di fatica.

# **CAPITOLO 4**

# 4. FENOMENI DI DANNEGGIAMENTO SULLA MACCHINA TWIN DISK

In questo capito, partendo dai risultati ottenuti per la macchina FZG sono state realizzate le prove sperimentali per sviluppare i fenomeni di fatica hertziana e di scuffing riscontrati nelle prove precedenti. Nei lavori di bibliografia infatti questo tipo di macchina è stata utilizzata per caratterizzare i lubrificanti rispetto a questi fenomeni. In questo modo è possibile valutare se questa macchina possa essere un'alternativa alla macchina FZG che risulta costosa in termini di risorse e di tempo. Successivamente i risultati sono stati confrontati con i test eseguiti sulla macchina Multispecimen Rolling/sliding e Four ball per valutare possibili correlazioni.

# 4.1 Descrizione della macchina



FIGURA 4.1: MACCHINA TWIN DISK PRESENTE ALL'INTERNO DI TEKNIKER

La macchina twin disks, rappresentata nella figura precedente, propriamente Tribometer UT 07 è stato costruito all'interno del Tekniker e prevede due possibili configurazioni. La prima disk on disk, utilizzata in questa analisi, è costituita in generale da due dischi di diversa dimensione con velocità di rotazione differenti che sono premuti tra di loro con un certo carico. La seconda configurazione, block on disk, prevede di porre a contatto un disco su una superficie.

Il sistema è costituito da tre motori (AC motor, servomotor, step motor). Questi tre motori permettono la rotazione di due alberi mentre il terzo, lo step motor, consente di stabilire la distanza tra i due assi attraverso un moto verticale. È presente inoltre: un sistema di lubrificazione che viene cambiato a seconda del tipo di prova, un sistema di carico per poter ottenere la forza verticale che tiene premuti i due elementi di prova, un trasduttore di coppia, una termocoppia per misurare la temperatura e tutta la parte elettronica che comprende i vari driver, regolatore di frequenza e sistema di acquisizione.

Il software per l'esecuzione e monitoraggio della prova è stato realizzato con Labview e prevede di impostare i seguenti parametri di ingresso:

- Diametro Disco superiore e inferiore [mm];
- Spessore di contatto [mm];
- Velocità di rotazione Disco superiore e inferiore [rpm] ;
- Forza di contatto [N];
- Durata della prova [s];
- Temperatura [°C];
- Temperatura max [°C]
- Coppia max [°C]

Durante la prova invece (Figura 4.4) è possibile monitorare i parametri di *coppia, velocità di rotazione, coefficiente di attrito e carico*; nel caso si superino i valori di coppia e temperatura limiti la prova viene arrestata.

Nelle figure seguenti è possibile osservare il sistema di movimentazione verticale che attraverso una cella di carico permette di misurare la forza di contatto. La figura 4.3 rappresenta i dischi in bagno d'olio prima del contatto



FIGURA 4.2: RAPPRESENTAZIONE DEL SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE VERTICALE



FIGURA 4.3: DISCHI MONTATI SUI RISPETTIVI ALBERI IMMERSI IN BAGNO D'OLIO

oasurement Hardware	diagnostic							
est conditions	1.77 Torque [Nm]	745 Vertical force [N	1		-178	тс	rc)	(122)
Disc on disc			11		_	Fn (N)	Ft (N)	P
Block on disc	and a second sec					900	-180	
5 D lawer [mm]	min					800	160	
D upper [mm]						700	150	
Contact width [mm]						-600	120	
50 Fn [N]		San Sana and Sana				-400	-00-	0.400
1300 N lower [rev/min]	and the second se					300	-60	
Test duration [sec]		A CONTRACTOR OF THE OWNER OWNE				200	42	
Contact pressure						100	-20	0.100
MPa	0 10 20 90	40 50 60 70 Clube (SEC)	80	90	200	0	10	
@ Stert		TC	6	1001	M	eximum	value o	×
30	Measurement comments	And the second se	P.	time[s]	-	11	-	time
C 300 January management			10	Fn[N]	9	4	1 :	Fa
A DESCRIPTION OF THE PARTY OF T		Photos and the second designed on the second designed on the second designed on the second designed designed on the second designed design	Re-	FI(N)	0	X	12	R
and the second s	Contraction of the local division of the loc	And and a sub- of the second s	1000	*	0 -	9	1.	*
			F	IR(°C)	F -	4	10	-
				ICL.Cl	F -	1	10	TC

FIGURA 4.4: RAPPRESENTAZIONE DEI PARAMETRI MONITORATI DURANTE LA PROVA

## 4.2 Test per il fenomeno di pitting

Analizzando i risultati ottenuti nel caso della macchina FZG sono state determinate le condizioni di prova da impostare per la macchina Twin disk. Entrambe le macchine infatti presentano un contatto di linea e sono soggette sia a fatica che a scuffing. La differenza sostanziale tra le due macchine è dettata dal fatto che mentre per la macchina FZG le grandezze in gioco variano lungo la linea di contatto per la macchina twin disk, queste rimangono costanti. Nei lavori presentati in letteratura (Farias, 2015) è stato dimostrato che il contatto tra due ruote può essere sostituito dal contatto di due cilindri di raggio uguale a quello dei cerchi osculatori nel punto di contatto. Dunque, attraverso la macchina twin disk è possibile eseguire una prova che corrisponde al funzionamento di due ruote che ingranano tra di loro in un punto lungo la linea d'azione.

Per quanto riguarda l'attività sperimentale è stato deciso dunque sia per il caso della macchina twin disk che per la multispecimen di determinare delle condizioni che possano essere il più vicino possibile a quelle della FZG nei punti in cui si manifesta il fenomeno di pitting e micropitting. Sulla base di queste condizioni sono state realizzatele le prove variando sia il tipo di materiale che l'olio lubrificante e successivamente sono stati confrontati i risultati ottenuti.

### 4.2.1 Materiali

Per questo tipo di prova è stato deciso di mettere a confronto la nitrurazione gassosa e il trattamento di cementazione di riferimento. Questi materiali infatti sono quelli che hanno mostrato i risultati migliori rispetto ai fenomeni di danneggiamento. Per quanto riguarda la geometria dei dischi, questa è stata dettata dalla disponibilità delle risorse in magazzino di cui si riportano le caratteristiche:

Diametro disco superiore	D_upper [mm]	20
Diametro disco inferiore	D_lower [mm]	30
Spessore	B [mm]	3

Tipo di acciaio	Trattamento	livello	rugosità
	applicato	strato	
Bonificato F 125	nitrurazione	0.2 mm	0.6 - 0.8  um

gassosa

cementato

Da cementazione F155

 TABELLA 4.1 GEOMETRIA PROVINI TWIN DISK

Proprietà	Metodo	lubrificante:	lubrificante:
		G68	G 220
Grado di viscosità	ISO 3448	68	220
Viscosità cinematic(40°C) [mm^2/s]	ISO 3104	68	220
Viscosità cinematic(80°C) [mm^2/s]	ISO 3104	8.7	19.4
Indice di viscosità	ISO 2909	100	100
Densità (Kg/m^3)	ISO 12185	887	899
Punto di combustione (°C)	ISO 2592	236	240
Punto di congelamento (°C)	ISO 3016	-24	-18
Viscosity ( ambient) [Pa*s]	tabella	0,0130	0.04
Pressure viscosity coefficent [m^2/N]	tabella	1,67E-08	2-08

TABELLA 4.2 MATERIALI PROVINI TWIN DISK

\_

0.6 - 0.8 um

TABELLA 4.3 PROPRIETÀ OLIO LUBRIFICANTE

Tenendo conto della disponibilità delle risorse, per questo tipo di analisi, è stato scelto di combinare due tipi di materiale e due tipi di olio lubrificante; inoltre i test sono stati eseguiti due volte per verificarne la ripetibilità. Nella tabella 4.2 si riportano le caratteristiche dei materiali e degli oli utilizzati.

### 4.2.2 Specifiche della prova

Le condizioni di funzionamento delle prove sono state determinate a partire dai risultati della macchina FZG osservando le zone del dente in cui si è manifestato pitting e micropitting.

Limitatamente alle condizioni di ingresso alla macchina si è cercato di ottenere i valori di pressione di contatto, strisciamento e spessore di lubrificante il più possibile vicini a quelli calcolati nelle prove della macchina FZG.

Disk Upper Diameter	D_upper [mm]	20
Disk Down Diameter	D_down [mm]	35
Longitudinal contact line	L [mm]	3
Módulo de Young	E_up [GPa]	210
Coeficiente de Poisson	v_up	0,30
Normal Force	Fn[N]	1.700
Angular speed Disk Upper	w_up [rpm]	1300
Angular speed Disk Down	w_low [rpm]	1070
Temperature	T [°C]	80
Time	t [min]	180
Numero cicli [min max]	N	[193000 23400]

Di seguito si riportano le condizioni impostate per la macchina:

#### TABELLA 4.4 CONDIZIONI TEST MACCHINA TWIN DISK

Sliding Velocity	Vs [m/s]	0,5
Maxima Pressure (Herzian)	P (max) [GPa]	1800
Coefficient of sliding	K_sl [%]	36
Thickness film minimum G68	hmin [µm]	0.066
Thickness film minimum G220	hmin [µm]	0.292
Almen	σ*Vs [W/mm^2]	1085
Potenza per unità di superficie	σ*Vs *t [J/mm^2]	1.95 E+05

TABELLA 4.5 PARAMETRI DERIVANTI DAL MODELLO

Impostando queste condizioni sono state eseguite un totale di otto prove combinando i due materiali citati in precedenza e i due oli lubrificanti; inoltre si deve tenere conto del fatto che ogni prova è stata eseguita due volte per verificarne la ripetibilità. Si riportano di seguiti i criteri adottati per le prove:

- Il carico normale è stato impostato in modo da ottenere la pressione massima di contatto sviluppata durante le prove del paragrafo 3.4 calcolata secondo la UNI 6636;
- La velocità di rotazione del disco superiore e del disco inferiore è invece stata determinata facendo convergere i valori di velocità di strisciamento, coefficiente di strisciamento e spessore di lubrificante.
- La durata della prova invece è stata impostata tenendo conto di due fattori determinanti. La temperatura sviluppata durante la prova e la quantità di olio disperso. Attraverso una serie di test preliminare si è osservato che superate le tre ore la prova veniva compromessa a causa della quantità di olio fuoriuscito e dell'innalzamento della temperatura oltre i 100 °C.

### 4.2.3 Risultati delle prove sperimentali

Per determinare un confronto e una comparazione tra le diverse prove è stato deciso di tener conto dei seguenti parametri:

- **Danneggiamento :** Attraverso il microscopio rappresentato in figura 4.5, grazie alla camera installata, è stato possibile osservare le prove a diversi gradi di risoluzione e acquisendo i fenomeni di usura manifestati.
- Variazione della massa: Prima e dopo ognuna delle prove i componenti sono stati puliti e pesati attraverso una bilancia e successivamente è stata calcolata la variazione di massa che è stata asportata durante la prova.
- Il coefficiente d'attrito: questo invece viene ricavato da ogni singola macchina attraverso la forza normale e la forza tangenziale plottando direttamente l'andamento istante per istante attraverso un sistema di acquisizione. I dati ottenuti sono stati successivamente elaborati in matlab per ricavarne i valori di interesse.



FIGURA 4.5 MICROSCOPIO UTILIZZATO PER L'ACQUISIZIONE DELLE PROVE



FIGURA 4.6 BILANCIA UTILIZZATA PER DETERMINARE LA VARIAZIONE DI MASSA



FIGURA 4.7 IMMAGINE PROVINI UTILIZZATI

Si riporta di seguito una tabella riassuntiva delle prove effettuate con i due tipi di oli lubrificanti relativi risultati di coefficiente d'attrito medio e perdita di materiale:

Nitrurazione gassosa	Δ_weight [mg]	%Δ_weight	Fricrion Coefficient
OMALA S2 G220 TW_001_5058	6,37	0,088	0.01
OMALA S2 G220 TW_002_5058	7,36	0,102	0.072
OMALA S2 G68 TW_003_5058	9,37	0,129	0.077
OMALA S2 G68 TW 004 5058	10,26	0,142	0.079

TABELLA 4.6 BILANCIA UTILIZZATA PER DETERMINARE LA VARIAZIONE DI MASSA

TEST Cementazione	Δ_weight [mg]	% Δ_weight	Fricrion Coefficient
OMALA S2 G220 TW_001_5058	0,657	0,009	0.101
OMALA S2 G220 TW_002_5058	0,383	0,005	0.11
OMALA S2 G68 TW_003_5058	1,633	0,023	0.112
OMALA S2 G68 TW_004_5058	1,250	0,017	0.109

TABELLA 4.7 BILANCIA UTILIZZATA PER DETERMINARE LA VARIAZIONE DI MASSA



FIGURA 4.8 RISULTATI A MICROSCOPIO PROVA 1 TWIN DISK



FIGURA 4.9 RISULTATI A MICROSCOPIO PROVA 2 TWIN DISK



FIGURA 4.10 RISULTATI A MICROSCOPIO PROVA 3 NITRURATO TWIN DISK



FIGURA 4.11 RISULTATI A MICROSCOPIO CEMENTATO TWIN DISK

Di seguito viene presentato l'andamento del coefficiente d'attrito sviluppato durante le prove con i relativi valori medi; inoltre è presentato il valore della perdita di massa ottenuta durante le prove.



FIGURA 4.12: ANDAMENTO COEFFICIENTE D'ATTRITO NELLE PROVE CON OLIO OMALA220



FIGURA 4.13: ANDAMENTO COEFFICIENTE D'ATTRITO NELLE PROVE CON OLIO OMALA68



 $FIGURA\ 4.14: RAPPRESENTAZIONE\ COEFFICIENTE\ D'ATTRITO\ MEDIO\ OTTENUTO\ NELLE\ PROVE$ 



FIGURA 4.15 : RAPPRESENTAZIONE PERDITA DI MASSA OTTENUTA NELLE PROVE

#### 4.2.4 Conclusioni

Dalle immagini acquisite si può osservare che in tutte le prove, su diversi punti della superficie, si sono manifestati fenomeni di fatica e in alcuni casi abrasione e scuffing sia sull'acciaio nitrurato che su quello cementato. Pertanto, sulla base dei modelli della macchina FZG (paragrafo 3.4.2) applicando opportune condizioni cinematiche, di pressione e di lubrificazione la macchina twin disk ha sviluppato gli stessi fenomeni di fatica; inoltre i fenomeni di danneggiamento si manifestano maggiormente sull'acciaio cementato rispetto a quello nitrurato. Questo è concorde ai risultati riscontrati per la macchina FZG. Il lubrificante Omala S2 G220 coerentemente a quanto ci si aspettava ha mostrato maggiore resistenza in entrambe le prove. Per quanto riguarda il coefficiente d'attrito questo ha sviluppato valori maggiori nel caso della cementazione mentre la quantità di massa persa è risultata maggiore per l'acciaio nitrurato. È possibile notare che per entrambi i materiali il lubrificante Omala S2 G68 per il più basso livello di viscosità causa una perdita maggiore di materiale rispetto al Omala S2 G220.

Dunque, attraverso la macchina twin disk è stato possibile manifestare fenomeni di fatica hertziana imponendo le condizioni di pressione, slittamento e lubrificazione. I risultati, attraverso l'ispezione dei provini, hanno mostrato coerentemente alle prove eseguite con la macchina FZG che la nitrurazione gassosa si presta ad avere una miglior resistenza rispetto ai fenomeni di fatica. Il coefficiente di attrito ha mostrato valori maggiori per i test che hanno manifestato maggior usura mentre la perdita di massa ha presentato dei risultati divergenti. Infatti, nonostante la cementazione presenti più danni superficiali la perdita di massa totale è risultata pressoché invariata. Questo deriva probabilmente dal tipo di trattamento superficiale, dunque dai legami chimici di cui però non si è tenuto conto in questo lavoro.

In definitiva la massa persa durante le prove è un parametro utile per l'analisi del danneggiamento poiché ha presentato valori concordi al danno rilevato visivamente; però nel confronto tra due diversi tipi di trattamento occorre analizzare i legami chimico-fisici tra i diversi materiali. Il coefficiente d'attrito ha presentato invece dei valori concordi ma poco sensibili alla variazione di materiale e lubrificante.

## 4.3 Test per il fenomeno di scuffing

In questo paragrafo è stato presentato lo sviluppo del fenomeno di scuffing attraverso la macchina twin disk; successivamente i risultati verranno confrontati con quelli ottenuti nella macchina four ball . Quest'ultima infatti come sarà descritto meglio più avanti (paragrafo 5) manifesta il fenomeno di scuffing attraverso la rotazione di una sfera di acciaio premuta con un certo carico su altre tre sfere dello stesso materiale.

Per quest'analisi sono stati combinati tre tipi di materiale e due oli lubrificanti in modo da valutare i risultati sia rispetto a quelli ottenuti dalla macchina FZG e avere una maggiore ripetibilità delle prove.

Se si considera i tribometri four ball e twin disk, questi presentano delle differenze rilevanti; ovvero hanno un diverso tipo di contatto (nel primo caso di linea mentre nel secondo caso puntuale) e delle diverse limitazioni di carico e di velocità di rotazione che non permettono di realizzare gli stessi valori di pressione. slittamento e film di lubrificante.

Tenendo conto di queste differenze sulla base di alcuni lavori e alcune normative ricercate sono state eseguite diverse prove sia su una macchina che sull'altra per determinare quali siano i range di carico, velocità e durata della prova tali da permettere di manifestare un sensibile e confrontabile fenomeno di scuffing.

#### 4.3.1 Materiali

Si riportano di seguito le caratteristiche principali dei dischi utilizzati in questa analisi, mentre per quanto riguarda i tipi di lubricanti sono stati utilizzati quelli descritti nelle prove precedenti. Sono stati considerati gli stessi trattamenti utilizzati per la macchina FZG poiché in questo modo è stato possibile valutare sia se le due macchine mostrano risultati coerenti sia per poter vedere quale meglio si presta al confronto con la macchina four ball. Anche in quest'analisi ogni prova è stata eseguita due volte per verificarne la ripetibilità.

Tipo di acciaio	Trattamento applicato	livello strato	rugosità
Bonificato (F- 1252)	Nitrurazione gassosa	0.2 mm	0.6 - 0.8  um
Bonificato (F- 1252)	Nitrurazione ionica	0.2 mm	0.6 - 0.8  um
Bonificato (F- 1252)	Nitrurazione in sale	0.2 mm	0.6 - 0.8  um
F155	Cementato	-	0.6 - 0.8  um

#### TABELLA 4.8 MATERIALI PROVE DI SCUFFING

Proprietà		Metodo	OMALA S2	OMALA S2
			G68	G220
Grado di viscosità		ISO 3448	68	220
Viscosità cinematic(40°C)	[mm^2/s]	ISO 3104	68	220
Viscosità cinematic(80°C)	[mm^2/s]	ISO 3104	8.7	19.4
Indice di viscosità		ISO 2909	100	100
Densità	(Kg/m^3)	ISO 12185	887	899
Punto di combustione	(°C)	ISO 2592	236	240
Punto di congelamento	(°C)	ISO 3016	-24	-18
Viscosity ( ambient)	[Pa*s]	tabella	0,0130	0.04
Pressure viscosity coefficent	[m^2/N]	tabella	1,67E-08	2-08

#### TABELLA 4.9 PROPRIETÀ LUBRIFICANTI

### 4.3.2 Specifiche della prova

Considerando i limiti della macchina four ball, per l'esecuzione delle prove, sono stati impostati i parametri mostrati nella tabella 4.10 dove, le condizioni geometriche sono state fissate dall'azienda partecipe. Successivamente nella tabella 4.14 sono riportate le condizioni calcolate attraverso i modelli descritti precedentemente paragrafo 2.5:

Disk Upper Diameter	D_upper [mm]	20
Disk Down Diameter	D_down [mm]	35
Longitudinal contact line	L [mm]	3
Módulo de Young	E_up [GPa]	210
Coeficiente de Poisson	v_up	0,30
Normal Force	Fn [ N ]	2500
Angular speed Disk Upper	w_up [rpm]	100
Angular speed Disk Down	w_low [rpm]	450
Temperature	T [°C]	80
Time	T [min]	48

TABELLA 4.10 PARAMETRI PROVA SCUFFING

Sliding Velocity	Vs [m/s]	0,7	
Maxima Pressure (Herzian)	P (max)	2200	
Thickness film minimum OIL 1	hmin [μm]	0.025	
Thickness film minimum OIL 2	hmin [μm]	0.061	
Allen	σ*Vs [W/mm^2]	2050	
Energia per unità di suprficie	σ*Vs *t [J/mm^2]	4.18E+04	

 TABELLA 4.11 PARAMETRI VALUTATI DA MODELLO

Il carico impostato nella prova presenta il valore massimo esercitabile, dunque il valore massimo di pressione; infatti nel caso della macchina four ball il carico minimo che garantisce un grado di usura osservabile supera il valore di pressione ammissibile nella macchina twin disk.

La velocità di rotazione dei due dischi è stata determinata dalla velocità di strisciamento e spessore minimo di lubrificante affinché avessero entrambi valori simili ai test realizzati nella macchina four ball.

#### 4.3.3 Risultati dei test

Di seguito si riportano alcune delle foto scattate a microscopio che evidenziano i fenomeni di usura sviluppati sul materiale Inoltre, sono presentati i grafici relativi al coefficiente d'attrito e la perdita di massa.



FIGURA 4.16 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI CON NITRURAZIONE GASSOSA



FIGURA 4.17 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI NITRURATI IN SALE



FIGURA 4.18 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI CON NITRURAZIONE IONICA



FIGURA 4.19 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI CON NITRURAZIONE GASEOS

Si riporta di seguito l'andamento del coefficiente d'attrito sviluppato durante le prove utilizzando i due lubrificanti



FIGURA 4.20 : COEFFICIENTE D'ATTRITO DURANTE LE PROVE CON OLIO G68



FIGURA 4.21 : COEFFICIENTE D'ATTRITO DURANTE LE PROVE CON OLIO G220



FIGURA 4.22: COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE



FIGURA 4.23: perdita di massa sviluppata durante le prove
## 4.3.4 Conclusioni

Osservando i provini a microscopio, i risultati sono in accordo con quanto mostrato nel caso della macchina FZG. La nitrurazione ionica infatti mostra delle aree con maggior usura rispetto agli altri trattamenti superficiali.

Il coefficiente d'attrito durante tutte le prove assume valori che variano in un range che va da [0.06 : 0.077] dunque anche in questo caso presenta variazioni poco sensibili. In tutti i casi si raggiunge un picco nei primi 10 minuti dopodiché il valore del coefficiente tende a scendere e raggiunge un ulteriore innalzamento raggiunta la mezz'ora di lavoro. Per quanto riguarda i lubrificanti nel caso del Omala S2 G68 si raggiungano picchi più elevati mentre tra i vari materiali risulta che la nitrurazione in sale abbia valori medi del coefficiente d'attrito più elevati.

La perdita di massa risulta più sensibile per la nitrurazione ionica che registra una perdita di 8 mg mentre meno sensibile è la nitrurazione in sale che invece raggiunge una perdita di circa 5 mg. In tutti i casi però il lubrificante Omala G 68 causa una maggiore perdita di materiale. Rispetto alla macchina FZG la nitrurazione in sale presenta dei risultati differenti mostrando una minor perdita di massa. La nitrurazione ionica invece, da questa analisi, risulta il trattamento meno efficiente e ciò è in accordo a quanto riscontrato nel capitolo 3.

Dunque, realizzando le prove sperimentali con la macchina twin disk, simulando il contatto attraverso la pressione herziana, lo stato di lubrificazione e il rapporto rotolamento/slittamento si è manifestato il fenomeno di scuffing. L'entità del danneggiamento si è mostrata coerente tra le diverse macchine rispetto ai diversi trattamenti superficiali.

Nel caso della macchina twin disk i fenomeni di danneggiamento si manifestano con minore intensità, infatti la nitrurazione ionica e in sale sono caratterizzate da maggior usura ma con intensità ridotta rispetto a quanto visto nella FZG.

Per quanto riguarda il coefficiente d'attrito in queste prove risulta esserci una correlazione tra il suo valore e l'usura manifestata. Le prove che hanno sviluppato un coefficiente d'attrito maggiore hanno manifestato maggior usura e perdita di massa. Nella figura 4.22 e 4.23 è possibile gli andamenti ottenuti.

## **CAPITOLO 5**

# 5. Sviluppo dei fenomeni di scuffing attraverso la macchina Four Ball

In questo capitolo viene studiato l'effetto del fenomeno di scuffing sulla macchina four ball. In letteratura è possibile individuare dei metodi per caratterizzare gli oli lubrificanti rispetto a tale fenomeno. Rispetto alla macchina presente all'interno di Tekniker sono state eseguite delle prove per valutare una possibile correlazione tra questa e la macchina twin disk che meglio si avvicina alla simulazione del contatto tra ruote dentate.

Una prima analisi è stata effettuata per valutare il range di utilizzo di questa macchina rispetto alla temperatura sviluppata, alla pressione, al regime di lubrificazione e alla velocità di slittamento. Determinata la combinazione di valori che meglio simulano il contatto della macchina twin disk sono stata eseguite quattro prove con gli stessi parametri utilizzando due oli lubrificanti per verificarne la ripetibilità. I risultati sono stati successivamente confrontati con quelli della macchina twin disk. In questo tribometro però vi è un ulteriore parametro oltre al coefficiente d'attrito e alla perdita di materiale che è rappresentato dal diametro medio di usura presente sulle sfere di acciaio.

## 5.1 Descrizione della macchina

La macchina tribotest four ball, rappresentata nelle figure successive, viene utilizzata generalmente per determinare le prestazioni di un lubrificante attraverso delle prove standard ASTM. Queste prevedono di valutare la resistenza dell'olio rispetto al contatto metallo su metallo valutando il fenomeno di scuffing presente sulle sfere di acciaio. Il punto di contatto si ottiene facendo ruotare una sfera di acciaio caricata contro altre tre sfere tenute fisse da una flangia all'interno di un involucro che contiene l'olio lubrificante.



FIGURA 5.1 MACCHINA FOUR BALL PRESENTE NEL LABORATORIO IK4 TEKNIKER



FIGURA 5.2 CONDIZIONE DI FUNZIONAMENTO

Una coppia viene trasferita tra la sfera di acciaio rotante e quelle fisse. Nel caso questa superi il valore di preset la prova termina automaticamente. Il carico viene trasmesso attraverso un dispositivo a leva sul quale vengono collocati opportunamente dei pesi che ne determinano un numero discreto di valori. Tenendo presente la Figura 5.2 condizione di funzionamento è presente inoltre un sistema di riscaldamento (dispositivo inferiore) e controllo della temperatura dell'olio lubrificante, una cella di carico, una termocoppia (filo collegato alla camera dove sono posizionate le sfere) e un torsiometro.

Il software per l'esecuzione e monitoraggio della prova, realizzato in Labview e prevede di impostare i seguenti parametri di ingresso:

- Velocità di rotazione [rpm];
- Forza Normale di contatto [N];
- Durata della prova [s];
- Temperatura [°C];
- Coppia massima all'albero [Nm];
- Temperatura massima [°C];
- Frequenza di acquisizione [Hz]

Superata la coppia massima e le temperature massima la prova viene automaticamente interrotta. Al monitor durante la prova è possibile osservare in funzione del tempo la coppia all'albero, velocità di rotazione, coefficiente d'attrito, forza normale e temperatura.



FIGURA 5.3 INVOLUCRO DI CONTENIMENTO DELLE SFERE CON FLANGIA DI FISSAGGIO



FIGURA 5.4 RAPPRESENTAZIONE AL MONITOR DELLA PROVA

## 5.2 Materiali

Nelle prove eseguite su questo tribometro sono state utilizzate sfere di acciaio realizzate seguendo lo standard ASTM e si riportano di seguito le caratteristiche principali:



FIGURA 5.5 SPECIFICHE SFERE UTILIZZATE NELLE PROVE FOUR BALL

Tipo di acciaio	Trattamento applicato (TTT)	livello strato	rugosità
Da cementazione	cementato	-	0.6 - 0.8 um

#### TABELLA 5.1 SPECIFICHE SPERE UTILIZZATE

Proprietà	Metodo	lubrificante:	lubrificante:
		Omala G 68	Omala G 220
Grado di viscosità	ISO 3448	68	220
Viscosità cinematic(40°C) [mm^2/s]	ISO 3104	68	220
Viscosità cinematic(80°C) [mm^2/s]	ISO 3104	8.7	19.4
Indice di viscosità	ISO 2909	100	100
Densità [Kg/m^3]	ISO 12185	887	899
Punto di combustione [°C]	ISO 2592	236	240
Punto di congelamento [°C]	ISO 3016	-24	-18
Viscosity ( ambient) [Pa*s]	tabella	0,013	0.04
Pressure viscosity coefficent [m <sup>2</sup> /N]	tabella	1,67E-08	2-08

 TABELLA 5.2
 SPECIFICHE OLII LUBRIFICANTI

I lubrificanti utilizzati OMALA S2 G58 e OMALA S2 G220 gli stessi utilizzati nelle prove descritte precedentemente di cui sono state riportate le caratteristiche principali.

## 5.3 Test preliminari

Prima di realizzare le prove effettive per il confronto con la macchina twin disk sono stati effettuati una serie di test per determinare quali siano i valori di carico, velocità di rotazione e durata della prova da impostare alla macchina in modo da poter rilevare un danno visibile e misurabile sulle sfere stesse. Per quanto riguarda la temperatura dell'olio, durante la prova è stato scelto di fissare un valore pari a T = 80 °C. Questo valore è utilizzato anche per le altre macchine poiché è il valore che meglio si presta a sviluppare le proprietà del lubrificante. Per ognuna delle prove vengono calcolati i seguenti parametri: pressione di contatto, strisciamento, spessore minimi di lubrificante dettati dal

	Speed			Temperatura [°C]	σ*Vs [W/mm^2]	Risultato	dm [µm]	Massa [mg]
Namo	rotation	Load	Time [min]		[,]			
Name	[[piii]	[11]		>80	2836	no		
FB_5058_001	3000	140	34	-00	2050			
				>80	3573		200	0.001
FB_5058_002	3000	300	34			SI	300	
FB_5058_003	3000	420	34	>80	4089	si	894	0.12
FB_5058_004	3000	600	34	>80	4764	si	1137	0.31
FB_5058_005	2500	70	300	≈ 80	1900	no		
FB_5058_006	2500	140	300	>80	2200	no		
FB_5058_007	1720	420	34	≈ 80	2362	si	403	0.005
FB_5058_008	1720	600	34	≈ 80	2660	si	807	0.05
FB_5058_009	1720	420	60	≈ 80	2362	si	635	0.03
FB_5058_010	1850	140	120	≈ 80	1400	no		
FB_5058_011	1850	300	40	≈ 80		si	300	0.006
FB_5058_012	1850	420	40	≈ 80	2468	si	440	0.007
FB_5058_013	1850	600	40	≈ 80	2779	si	570	0.019

carico e dalla velocità di rotazione. Si riporta nella seguente tabella i pretest effettuati e sono riportate le condizioni di funzionamento con i relativi risultati.

#### TABELLA 5.3 PROVE PRELIMINARI PER STABILIRE I RAGE DI FUNZIONAMENTO DELLA FOUR BALL

Dalla tabella sopra è possibile osservare che le prove sono state eseguite variando il carico applicato, la velocità di rotazione, il tempo di esecuzione. Imponendo questi parametri è stato verificato se la prova venisse eseguita in maniera corretta e se alla fine della prova si manifestasse il fenomeno di usura sulle sfere fisse.

Osservando le caselle marcate in rosso è possibile evidenziare il fatto che bassi carichi non permettono di sviluppare fenomeno di scuffing sulle sfere, mentre le alte velocità di rotazione compromettono la prova poiché la temperatura supera il range di tolleranza prefissato. Dalla tabella ne deriva che la macchina four ball non si può prestare ad una correlazione con la macchina FZG poiché la pressione minima di contatto che si sviluppa risulta molto più alta rispetto a quella presente in questa macchina. Si rappresentano di seguito i risultati rilevanti ottenuti valutando il diametro medio d'usura e la corrispettiva massa asportata durante la prova:



FIGURA 5.6 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO D'USURA IN FUNZIONE DEL CARICO



FIGURA 5.7 RAPPRESENTAZIONE DEL D. D'USURA IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE



FIGURA 5.8 ANDAMENTO DEL DIAMETRO D'USURA RISPETTO AL NUMERO DI ALMEN



FIGURA 5.9 ANDAMENTO DELLA MASSA PERSA RISPETTO AL NUMERO DI ALMEN

Osservando le tabelle e grafici rappresentati sopra possiamo osservare che:

- Con l'aumentare della velocità di rotazione e della durata della prova, il sistema ad anello aperto, non riesce a controllare il valore della temperatura che assume valori ben oltre gli 80 gradi compromettendo il confronto con la macchina twin disk; infatti superati i 2500 rpm la temperatura a parità di altre condizioni supera gli 80 °C fino ad arrivare a valori di 120 °C tabella 5.3;
- Il carico assume un ruolo molto importante nei confronti della durata della prova. Si osserva che per valori fino a 280 N non si ha scuffing in un tempo ragionevole mentre con l'aumentare dello stesso aumenta la massa persa e il relativo diametro di usura; incrementando essa del 30 % si ottiene un incremento del diametro di circa il 30 %;
- La velocità di rotazione assume anch'essa un ruolo rilevante, infatti con l'aumentare della stessa aumenta il fenomeno di usura in maniera rilevante; però la macchina intorno ai 2500 rpm risulta di difficile controllo soprattutto per quanto riguarda la temperatura;
- La durata della prova invece è il parametro meno sensibile poiché si è rilevato che raddoppiando il tempo si rilevano incrementi del 10 % e se il carico è al di sotto di alcuni valori non si rileva alcun danneggiamento anche dopo diverse ore;

È stato analizzato il parametro di Allen  $\sigma^*Vs$  che mette in relazione sia lo strisciamento che la pressione di contatto. Dalle prove è risultato che il diametro d'usura varia in maniera pressoché lineare con questo prodotto e la massa persa assume rispetto allo stesso un andamento cubico. Questo deriva probabilmente dal fatto che la massa persa e il diametro d'usura sono in relazione attraverso una legge cubica determinata dal settore circolare che viene perso a causa dell'usura e che può essere determinato dall'impronta che si forma sulle sfere.

## 5.4 Specifiche della prova

Le prove eseguite sulla macchina four ball sono state realizzate nella ricerca di una correlazione tra questa e la macchina twin disk. Partendo dai pretest descritti precedentemente sono stati impostati i seguenti parametri:

Poisson coefficient	v	0,30
Sphere radius	r [mm]	1.7
Young Modul	E [Mpa]	2,10E+05
Speed of rotation	w [rpm]	1800
Load Machine	Fn [N]	420
Time	t [min]	35
Temperature	T [°C]	80

Maximum Pressure	Pmax [Mpa]	3500
Sliding velocity	Vs	0.75
Thickness film minimum	hmin [µm]	0,03
	σ*Vs	
Allan	[W/mm^2]	850
	σ*Vs*t	
Energy surface	[J/mm^2]	9.18 E+06

TABELLA 5.4 PARAMETRI IMPOSTATI PER LE PROVE CON LA MACCHINA FOUR BALL

Sono state realizzate un totale di quattro prove in cui si è deciso di eseguire due prove nelle stesse condizioni e con due tipi di lubrificanti per verificarne la ripetibilità. Successivamente le stesse prove sono state eseguite incrementando il carico del 30 %. È bene sottolineare che queste condizioni sono state determinate tenendo conto che la macchina four ball, a parità di temperatura e durata della prova, presenta una geometria fissa e due parametri di ingresso che sono il carico e la velocità di rotazione. Dunque, non è possibile determinare contemporaneamente la pressione, lo slittamento e lo spessore di lubrificante. Si è dunque optato per mantenere il più possibile uguali velocità di slittamento e spessore di lubrificante poiché come è stato già descritto il carico minimo che consente di avere scuffing sviluppa una pressione di contatto che non può essere ottenuta nel caso della macchina twin disk.

Per quanto riguarda la velocità di rotazione è stato scelto il valore massimo, tale da mantenere la temperatura nell'intorno del valore fissato con variazioni massime del 10 %. La scelta del valore massimo è dovuta al fatto che all'aumentare di questa aumenta il valore dello slittamento e dunque facendo un confronto con la FZG ci si avvicina nella parte superiore dei denti ingrananti dove si è visto lo sviluppo di scuffing.

La pressione di contatto invece presenta il valore minimo tale da consentire un danneggiamento sulle sfere in contatto rilevabile a microscopio e comparabile con la macchina twin disk. Come detto già in precedenza il valore minimo ottenuto da questa risulta essere superiore a quello ottenibile nella macchina twin disk.

## 5.5 Risultati delle prove

Si riportano qui di seguito i risultati ottenuti nelle prove. Questi sono costituiti dal diametro di usura presente sulle sfere riportato nelle immagini successive. Per realizzare il confronto tra le macchine si è preso in considerazione il coefficiente d'attrito sviluppato durante la prova e la perita di materiale.

Name test	OIL	Lost of mass [mg]	dm [µm]	Coefficient of friction
	OMALA S2			
4BTW_01_5058	G68	≈0.006	423	0.0009
	OMALA S2			
4BTW_02_5058	G68	≈0.006	421	0.0008
	OMALA S2			
4BTW_03_5058	G220	≈0.0035	370	0.0001
	OMALA S2			
4BTW_04_5058	G220	≈0.0046	397	0.0006

TABELLA 5.5 RISULTATI PROVE ESEGUITE PER IL CONFRONTO CON TWIN DISK

Di seguito si rappresentano, con alcune immagini, l'usura prodotta sulle sfere di acciaio durante le prove: I valori riportati in tabella sono stati calcolati facendo riferimento alle tre sfere fisse soggette a scuffing e per ognuna delle prove è stata calcolata la media del diametro d'ususa e pesando la massa totale dispersa.

Per quanto riguarda il coefficiente d'attrito è stato calcolato il valore medio dei dati acquisiti dalla macchina e successivamente filtrati ed elaborati attraverso Matlab.



 $FIGURA\ 5.10\ DIAMETRO\ D'USURA\ DI\ UNA\ SFERA\ RELATIVA\ AL\ TEST\ 4BTW\_01\_5058$ 



FIGURA 5.11 DIAMETRO D'USURA DI UNA SFERA RELATIVA AL TEST 4BTW\_02\_5058



FIGURA 5.12 DIAMETRO D'USURA DI UNA SFERA RELATIVA AL TEST 4BTW\_03\_5058



 $FIGURA\ 5.13\ DIAMETRO\ D'USURA\ DI\ UNA\ SFERA\ RELATIVA\ AL\ TEST\ 4BTW\_04\_5058$ 



FIGURA 5.14 ANDAMENTO DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO NEL TEMPO NELLE PROVE ESEGUITE



FIGURA 5.15 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO D'USURA MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE



FIGURA 5.16 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO D'USURA MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE



FIGURA 5.17 RAPPRESENTAZIONE DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE

Dai risultati si può osservare che:

- Per ogni condizione le due prove effettuate hanno dato risultati simili verificando la riproducibilità della prova;
- Il valore del coefficiente d'attrito risulta molto basso confermando l'ipotesi di regime di lubrificazione elasttoidrodinamico;
- La massa persa durante le prove ha delle variazioni molto piccole rispetto alla sensibilità della bilancia dunque i risultati hanno un grande grado di incertezza;
- I risultati mostrano che a diametri d'usura maggiori corrispondono più elevati valori di coefficiente d'attrito e coerentemente maggiore massa persa;
- Confrontando i due lubrificanti, nel caso di Omala G68 si ottengono valori più alti di usura e coefficiente di attrito risultando meno efficiente durante le prove;

Successivamente si sono eseguite le stesse prove incrementando il carico del 30 % e mantenendo fisse tutte le restanti condizioni. In questo modo è stato possibile valutare la differenza di usura a fronte di una variazione del carico. I lubrificanti e le condizioni della prova sono stati mantenuti costanti. Di seguito è rappresentata una tabella sintetica dei risultati ottenuti che mette in evidenza i valori della perdita di massa, diametro d'usura e coefficiente d'attrito

				Coefficient
Name	OIL	lost of mass [mg]	dm [µm]	of friction
	OMALA S2 G68			
4BTW_03_5058		0.0132	516	0.0007
4BTW_04_5058	OMALA S2 G68			
		0.0119	503	0.0019
	OMALA S2 G220			
46100_05_5058		0.009	480	0.0005
4BTW_06_5058	OMALA S2 G220			
		0.0076	450	0.0006

## Incremento del carico del 30 %

TABELLA 5.6 RISULTATI PROVE ESEGUITE CON UN INCREMENTO DEL CARICO DEL 30%

### Si riportano di seguito i risultati ottenuti



FIGURA 5.18 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO MEDIO D'USURA OTTENUTO NELLE PROVE



FIGURA 5.19 RAPPRESENTAZIONE DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE



FIGURA 5.20 CONFRONTO DEL DIAMETRO MEDIO D'USURA TRA I DUE TIPI DI CARICO OLIO 1



FIGURA 5.21 CONFRONTO DEL DIAMETRO MEDIO D'USURA TRA I DUE TIPI DI CARICO OLIO 2

Si osserva che per entrambi i lubrificanti riducendo il carico del 30 % si registra un decremento del diametro di usura del 20%; inoltre i risultati sono coerenti a quanto verificato per il carico di 420 N in cui la perdita di materiale risulta essere maggiore per il caso del lubrificante Omala S2 G68. Questo permette di avere una maggiore sicurezza per ciò che riguarda i valori dei coefficienti ottenuti.

## 5.6 Confronto twin disk - four ball

In questo paragrafo vengono confrontati attraverso dei grafici realizzati in excell, i risultati ottenuti dalla macchina four ball rispetto a quelli ottenuti nel caso della macchina twin disk. Come è stato descritto nei paragrafi precedenti occorre tener conto dei relativi limiti delle due macchine nel simulare lo stesso tipo di contatto.

PARAMETRI	SIMBOLO	FOUR BALL	TWIN DISK	
Normal Force	Fn [ N ]	420	2500	
Angular speed	w [rpm]	1800	UP 100	
			LOW 400	
Temperature	T [°C]	8	0	
Time	T [min]	120	180	
Numero cicli	n	290000	23400	
Sliding Velocity	Vs [m/s]	0.8		
Maxima Pressure	P (max)	3500	2200	
(Herzian)	[Mpa]			
Thickness film minimum	hmin [μm]	0.03	0.025	
OIL G68				
Thickness film minimum	hmin [μm]	0.05	0.06	
OIL 220				
Almen	σ*Vs			
	[W/mm^2]	2400	1800	
Energia per unità di	σ*Vs *t			
superficie	[J/mm^2]	5.18 E+06	5.0 E+06	

SK
S

In questa analisi, a causa dei limiti della macchina, la pressione di contatto nel caso della macchina four ball è necessariamente maggiore e le condizioni sono state impostate cercando di avere i parametri il più simili possibile. In questo caso il tempo della prova è stato determinato facendo riferimento al numero di Almen che tiene conto della pressione di contatto e della velocità di scorrimento.

OMALA S2 G68	Four ball	Nitrurazione	Nitrurazione	Nitrurazione	Twin disk/
		in sale	gassosa	ionica	Four ball
Lost of mass [mg]	0.0059	5.82	6.54	8.24	~ 1200
% Lost of mass [mg]	2.38E-05	0.008	0.009	0.011	~ 400
Coefficient of friction	9.00E-04	0.068	0.068	0.066	~ 100
dm [µm]	423	-	-	-	-

OMALA S2 G220	Four ball	Nitrurazione	Nitrurazione	Nitrurazione	Twin disk/
		in sale	gassosa	ionica	Four ball
Lost of mass [mg]	0.004	4.97	5.63	8.24	~ 1500
% Lost of mass [mg]	1 55-05	0.0069	0.0078	0.0104	~ 500
	1.52-05	0.0009	0.0078	0.0104	500
Coefficient of	5.5E-04	0.07	0.067	0.066	~ 100
friction					
dm [µm]	380	-	-	-	-

TABELLA 5.9 SINTESI RISULTATI MACCHINA FOUR BALL – TWIN DISK OLIO 2

Si rappresenta di seguito nella tabella 5.10 la variazione percentuale dei vari parametri ottenuta nelle prove sperimentali causata dalla differenza delle caratteristiche dei due oli lubrificanti.

DA OMALA S2 G68	Four	Nitrurazione	Nitrurazione	Nitrurazione	Twin disk/
A OMALA S2 G220	ball	in sale	gassosa	ionica	Four ball
% (Lost of mass)	-32	-15	-15	0	~ 1500
% (% Lost of mass)	-37	-15	-15	8	~ 500
% (Coefficient of	-39	0	0	0	~ 100
	-35	Ŭ	Ū	Ŭ	100
triction)					
% (dm )	-10	-	-	-	-

TABELLA 5.10 VARIAZIONE PERCENTUALE DEI PARAMETRI CON I DIVERSI LUBRIFICANTI

Le prove sperimentali realizzate sulla macchina twin disk e sulla macchina four ball per lo sviluppo di usura adesiva o scuffing sono state realizzate cercando di ottenere il più vicini possibile i parametri di pressione, velocità di slittamento e regime di lubrificazione. Questo però ha tenuto conto dei limiti delle macchine e dei gradi di libertà delle stesse. È stato ottenuto un valore uguale sia della velocità di slittamento che dello stato di lubrificazione mentre la pressione massima imponibile ai due dischi è risultata inferiore a quella che sviluppa un'usura rilevabile dalla macchina four ball. Le prove, a parità di condizioni, sono state ripetute per due volte con due differenti oli lubrificanti. Questo ha permesso di verificare la ripetibilità della prova e la maggiore certezza dei risultati ottenuti. In questa analisi, confrontando i risultati delle due macchine è possibile osservare che:

- I risultati sono concordi rispetto ai due diversi lubrificanti, infatti la macchina four ball come per le prove eseguite sulla twin disk mostra maggior usura con l'olio lubrificante Omala S2 G68 dalla tabella 5.8 e 5.9;
- Il coefficiente d'attrito, la perdita di massa (relativa e assoluta) per tutti i trattamenti termici e per la macchina four ball presentano dei valori maggior nel passaggio con il lubrificante a minor grado di viscosità;
- Tutti i trattamenti termici analizzati hanno sviluppato rispetto alla macchina four ball un valore del coefficiente d'attrito e della massa persa con diversi ordini di grandezza differenti;

- La macchina fou ball risulta più sensibile alla variazione dell'olio lubrificante in cui tutti i parametri variano di circa il 30%, mentre per la macchina twin disk il coefficiente d'attrito non ha mostrato variazioni rilevanti nelle prove e tra i vari trattamenti la nitrurazione ionica ha mostrato minor sensibilità nei confronti del lubrificante;
- La percentuale di massa persa dalla macchina four ball ha presentato due ordini di grandezza differente rispetto alla corrispettiva twin disk. Questo evidenza il fatto che questo parametro risulta irrilevante nel confronto con la macchina twin disk;

## 5.6.1 Conclusioni

In questa analisi sono state realizzate le prove sulla macchina four ball cercando di simulare il contatto realizzato con la macchina twin disk per lo sviluppo del fenomeno di scuffing. Le due macchine presentano delle differenze rilevanti, infatti la prima presenta un contatto di linea tra due dischi che rotolano e strisciano l'uno contro l'altro mentre la seconda presenta un contatto puntuale tra quattro sfere in cui vi è puro strisciamento in una zona di contatto fissata. Le prove realizzate con la macchina four ball hanno mostrato un comportamento coerente con i risultati ottenuti per la macchina twin disk; infatti sia le immagini visive che i vari parametri hanno mostrato maggior usura utilizzando un lubrificante a minor viscosità. I vari parametri però presentano delle notevoli differenze in ordini di grandezza. Questo molto probabilmente è causato dal fatto che le due macchine presentano una geometria molto differente ed un diverso tipo di contatto, inoltre permette di evidenziare il fatto che il materiale utilizzato risulta ininfluente rispetto ai risultati numerici. Il confronto infatti è stato realizzato con i diversi tipi di nitrurazione a disposizione ma nessuno di questi si avvicina ai risultati della macchina four ball.

Di conseguenza nel paragonare le due macchine i relativi trattamenti termici presentano delle differenze poco sensibili rispetto ai valori ottenuti dalla macchina four ball.

Un parametro molto interessante è invece il diametro medio di usura. Questo infatti si presta in maniera diretta a caratterizzare l'usura sulle sfere e in futuro si potrebbe cercare una correlazione tra questo parametro e l'usura che si determina sugli altri provini.

# **CAPITOLO 6**

## 6. Sviluppo di pitting sulla macchina Multispecimen

La macchina multispecimen utilizzata nella configurazione rolling/sliding, come è stato descritto precedentemente, permette di sviluppare i fenomeni di fatica attraverso un rapporto di rotolamento e slittamento che si verifica nel moto di due cilindri su due piste circolari. Questa configurazione è stata utilizzata in Tekniker nella fase iniziale del progetto per caratterizzare in maniera preliminare i possibili trattamenti superficiali. In questo capitolo, partendo dai risultati della macchina twin disk, sono state realizzate delle prove sperimentali per valutare una correlazione e un confronto tra le due macchine. Partendo dai modelli teorici, sono stati impostati i parametri che permettessero di ottenere le stesse condizioni di contatto tra le due macchine e da qui sono stati analizzati i risultati ottenuti.

## 6.1 Descrizione della macchina

La macchina Falex Multispecimen, presente all'interno del Tekniker, è una macchina di tribologia utilizzata per diverse applicazioni. A seconda dei casi è possibile avere una configurazione pin on disk, ring on disk, rolling/sliding. Per la nostra analisi è stata utilizzata l'ultima configurazione che si presta a simulare le caratteristiche sviluppate dalle ruote dentate. In questo caso infatti è possibile determinare il rapporto tra strisciamento e rotolamento sviluppato dalla macchina.

La macchina, rappresentata in figura 6.1, è costituita da due alberi coassiali, di cui uno fisso mentre l'altro collegato ad un motore elettrico. Tra i due alberi vengono interposti i componenti per l'analisi i quali sono sollecitati da un carico normale attraverso un sistema di leva.



FIGURA 6.1 MACCHINA MULTISPECIMEN PRESENTE ALL'INTERNO DI IK4-TENIKER



FIGURA 6.2 INGRANDIMENTO DELLA CAMERA DI LAVORO DELLA MACCHINA



FIGURA 6.3 RAPPRESENTAZIONE ESPLOSA IN 3D DEI COMPONENTI DELLA MACCHINA

Per quanto riguarda la configurazione utilizzata per l'analisi si fa riferimento alla figura 6.3 in cui si può osservare che nel caso di rolling/sliding tra i due alberi (A e B) viene interposto un disco (1), collocato sull'albero fisso (B), che presenta due piste sulla quale rotolano e strisciano due cilindri (2) collocati in una opportuna armatura (3) connessa all'albero rotante (A). Attraverso un sistema discreto di carico normale i cilindri vengono tenuti premuti sulla pista interna ed esterna determinando una pressione di contatto caratterizzata dal modello esposto nel paragrafo 2.6. Inoltre, vi è un sistema di riscaldamento per determinare la temperatura della prova. Dalla figura 6.2 è possibile osservare che i componenti sono rinchiusi all'interno di una camera contenente l'olio lubrificante la cui temperatura è misurata da una termocoppia. Il tribometro presenta inoltre una cella di carico ed un torsiometro che monitorano il carico normale e la coppia presente sull'albero. Vi è inoltre un sistema di ventilazione per poter controllare meglio la temperatura poiché il calore viene smaltito molto lentamente nella camera. Tutti i sensori sono collegati ad un sistema elettronico composto da vari server regolatori di frequenza ed un sistema di acquisizione.

Per eseguire e monitorare la prova è utilizzato un software realizzato in Labview che permette di inserire i seguenti parametri di ingresso:

- Velocità di rotazaione [rpm]
- Carico normale [N]
- Rapporto Rolling/sliding
- Temperatura prova [°C]
- Coppia all'albero [Nm]
- Durata prova [min]
- Frequenza di acquisizione [Hz]
- Temperatura masssima [°C]
- Coppia massima [Nm]

I parametri di carico, coppia, velocità, temperatura vengono acquisiti e monitorati istante per istante e il software calcola il coefficiente d'attrito. Mentre per quanto riguarda gli ultimi due parametri, questi rappresentano i valori limite superati i quali la prova viene automaticamente terminata.



FIGURA 6.4 COMPONENTI PER LA PROVA



FIGURA 6.5 MONITORAGGIO DELLA PROVA

## 6.2 Materiali utilizzati

I componenti utilizzati nelle prove sono costituiti da un disco fisso e due cilindri che rotolano e strisciano su di esso realizzando un certo grado di slippage. Il materiale utilizzato è stato quello che ha presentato i risultati migliori rispetto alle prove eseguite con la macchina twin disk, ovvero acciaio con nitrurazione gassosa. Si è valuto valutare quali siano i risultati ottenuti su questa macchina simulando le stesse condizioni di contatto della macchina twin disk. Sono state realizzate quattro prove con i due tipi di lubrificanti utilizzati nelle prove precedenti e, come descritto per il caso della macchina twin disk, i test vanno a simulare la zona di contatto che nella macchina FZG sviluppa fenomeni di fatica. Dunque, fissati i parametri di funzionamento della macchina si sono realizzate due test nelle stesse condizioni e con due olii lubrificanti per verificarne la ripetibilita'.

Si riportano nelle tabelle seguenti le caratteristiche geometriche dei provini , il tipo di materiale e il tipo di lubrificante:

Diametro Interno disco	D_ex [mm]	19
Diametro esterno disco	D_int [mm]	7.1
Spessore pista	B [mm]	3
Diametro cilindri	d [mm]	2.5
Radius drive land	Rdriver [mm]	13.09

TABELLA 6.1 DATI GEOMETRICI PROVINO

Tipo di acciaio	Trattamento applicato	livello strato	rugosità
Bonificato (F- 1252)	nitrurazione gassosa	0.2 mm	0.6 - 0.8  um

#### TABELLA 6.2 MATERIALE UTILIZZATO

Proprietà	Metodo	lubrificante:	lubrificante:
Grado di viscosità	ISO 3448	68	220
Viscosità cinematic(40°C) [mm^2/s]	ISO 3104	68	220
Viscosità cinematic(80°C) [mm^2/s]	ISO 3104	8.7	19.4
Indice di viscosità	ISO 2909	100	100
Densità (Kg/m^3)	ISO 12185	887	899
Punto di combustione (°C)	ISO 2592	236	240
Punto di congelamento (°C)	ISO 3016	-24	-18
Viscosity ( ambient) [Pa*s]	tabella	0,0130	0.04
Pressure viscosity coefficent [m^2/N]	tabella	1,67E-08	2-08

TABELLA 6.3 LUBRIFICANTI UTILIZZATI NELLE PROVE

## 6.3 Specifiche della prova

Le specifiche della prova sono state impostate facendo riferimento ai modelli descritti in precedenza. Sulla base delle prove fatte sulla macchina FZG e sulla macchina twin disk si sono determinati i parametri che permettono di avere le stesse condizioni e le stesse sollecitazioni sul materiale. In questo modo si può osservare che tipo di usura si manifesta e se sia possibile stabilire una relazione tra i tribometri.

Diametro Interno disco	D_ex [mm]	19
Diametro esterno disco	D_int [mm]	7.1
Spessore pista	B [mm]	3
Diametro cilindri	D [mm]	2.5
Radius drive land	Rdriver [mm]	13.09
Módulo de Young	E [GPa]	210
Coeficiente de Poisson	v_up	0,30
Normal Force	Fn [ N ]	2.700
Angular speed Disk Upper	w_up [rpm]	1300
Temperature	T [°C]	80
Time	T [min]	180

Di seguito si riportano le condizioni impostate per la macchina :

TABELLA 6.4 PARAMETRI IMPOSTI NELLE PROVE DELLA MULTISPECIMEN

Sliding Velocity	Vs [m/s]	0,5
Maxima Pressure (Herzian)	P_max	1800
Coefficient of sliding	K_sl [%]	41
Thickness film minimum OIL G68	hmin [µm]	0.057
Thickness film minimum OIL 220	hmin [µm]	0.25
Allen	σ*Vs [W/mm^2]	1260
Potenza	σ*Vs *t [J/mm^2]	1.51E+0.5

Da cui si ricavano i parametri caratteristici attraverso il modello della macchina

 $TABELLA \ 6.5 \ PARAMETRI \ CARATTERISTICI \ DERIVANTI \ DAI \ MODELLI \ REALIZZATI$ 

È importante osservare che i parametri di ingresso alla macchina, fissata la geometria, sono il carico applicato, la velocità di rotazione, la temperatura e la durata della prova. La geometria è un parametro dettato dalla disponibilità di materiale e ne determina il rapporto tra rotolamento e strisciamento.

Gli altri parametri sono stati determinati facendo riferimento alle prove eseguite sulla macchina twin disk determinando la stessa pressione di contatto attraverso il carico e la velocità di strisciamento con la velocità di rotazione della macchina. Lo spessore minimo di lubrificante non essendoci ulteriori input variabili viene automaticamente determinato. Per quanto riguarda la temperatura e la durata sono stati scelti gli stessi valori delle prove su twin disk.

## 6.4 Risultati delle prove

Allo stesso modo della macchina twin disk per quanto riguarda i risultati delle prove è stato valutato:

- **Danneggiamento :** Osservando la superficie dei cilindri attraverso il microscopio descritto in precedenza;
- Variazione della massa: Data dalla differenza di peso dei provini misurato prima e dopo ogni prova(sia dei solo cilindri che del sistema cilindri e disco);
- **Coefficiente d'attrito:** Calcolato istante per istante dalla stessa macchina e acquisito attraverso un software realizzato in Labview

Nitrurazione gassosa	Δ_w cilinders [mg]	Δ_w tot [mg]	Fricrion Coefficient
OMALA S2			0.009
G220	6.25	260	
TW_001_5058	0.55	500	
OMALA S2			0.0096
G220	E 7	200	
TW_002_5058	5.7	390	
OMALA S2 G68	20 F	500	0.011
TW_003_5058	20.5	500	
OMALA S2 G68	14	450	0.011
TW_004_5058	14	450	

TABELLA 6.6 RISULTATI RIASSUNTIVI DELLE DELLE PROVE

La tabella 6.6 presenta in maniera sintetica i valori della massa persa (sia complessiva che dei soli cilindri) e del coefficiente d'attrito medio valutato attraverso l'elaborazione dei dati in matlab.

Successivamente si presentano i risultati attraverso le immagini della superficie danneggiata e del relativo coefficiente d'attrito in funzione del tempo.



FIGURA 6.6 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 1



FIGURA 6.7 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 2



FIGURA 6.8 RISULTATI A MICROSCOPIO DELLE PISTE DEL DISCO RELATIVE AL TEST 2

Test	
FATW_5058_003 Inside land OIL: Omala S2 G68 Acciaio nitrurato Spessore 0.2 mm Ra [0.6 - 0.8] um Fatica elavata	200 µm
TWFA_5051_003 Outside land OIL: Omala S2 G68 Acciaio nitrurato Spessore 0.2 mm Ra [0.6 - 0.8] um Fatica elavata	

FIGURA 6.9 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 3

Test	
FATW_5058_00 3 Inside Disk OIL: Omala S2 G68 Acciaio nitrurato Spessore 0.2 mm Pa [0.6 _ 0.8] um	
Ra [0.6 - 0.8] um	
Pitting	
Micropitting	
TWFA_5051_00 3 Outside Disk	200 µm
OIL: Omala S2	
G68	
Acciaio nitrurato	
Spessore 0.2 mm	Line 10
Ra [0.6 - 0.8] um	
Pitting	
Micropitting	

FIGURA 6.10 RISULTATI A MICROSCOPIO DELLE PISTE DEL DISCO RELATIVE AL TEST 3


FIGURA 6.11 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 4



FIGURA 6.12 RISULTATI A MICROSCOPIO DELLE PISTE DEL DISCO RELATIVE AL TEST 4



FIGURA 6.13 ANDAMENTO DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO NEL TEMPO DURANTE LE PROVE



FIGURA 6.14 PERDITA DI MASSA CILINDRI PROVINI MULTISPECIMEN



FIGURA 6.15 PERDITA DI MASSA TOTALE DEI PROVINI MULTISPECIMEN



FIGURA 6.16 ATTRITO MEDIO REGISTRATO DALLA MACCHINA MULTISPECIMEN

Dalle immagini presentate si osserva come in tutte le prove si manifestano fenomeni molto evidenti di fatica e in alcuni casi anche di scuffing; vi è inoltre una differenza del grado si usura tra la pista interna e pista esterna e tra i vari lubrificanti. L'olio Omala S2 G68 manifesta un'usura più marcata in entrambe le prove portando a danneggiare tutta la superficie dei cilindri. Sono state osservate inoltre anche le piste sul disco fisso che presentano gli stessi fenomeni di fatica.

Per quanto riguarda la perdita di massa e il coefficiente d'attrito possiamo osservare:

- Le prove ripetute manifestano la coerenza dei risultati;
- La massa persa dai cilindri è risultata più sensibile alle variazioni di olio lubrificante rispetto alla massa totale persa;
- La perdita di massa, in maniera coerente, è maggiore con l'olio lubrificante a più basso grado di viscosità;
- Il coefficiente d'attrito aumenta con il grado di usura e con la perdita di massa.

La macchina multispecimen nella configurazione rolling/sliding dunque si presta molto bene alla simulazione dei fenomeni di fatica, riscontando in alcuni casi anche scuffing. Osservando i danneggiamenti visibili a microscopio è evidente che questa macchina è quella che a parità di condizioni è risultata più sensibile allo sviluppo di fenomeni di danneggiamento.

### 6.5 Confronto Multispecimen e Twin disk

In questo paragrafo mettiamo a confronto i risultati ottenuti per la macchina twin disk e i risulti ottenuti per la macchina multispecimen rolling/sliding nelle prove di fatica (pitting) che sono state realizzate precedentemente. Entrambe le macchine, analizzando i risultati a microscopio, hanno manifestato fenomeni di fatica e inoltre in entrambi i casi, come per la macchina FZG, la nitrurazione gassosa ha dimostrato maggior resistenza rispetto ai fenomeni d'usura. In questa analisi simulando lo stesso tipo di contatto si sono voluti analizzare il coefficiente d'attrito e la perdita di massa per poter individuare una possibile correlazione tra le due macchine. In questo modo sarebbe possibile scalare i risultati sperimentali tra le diverse macchine e successivamente sulla macchina FZG.

PARAMETRI	SIMBOLO	MULTISPECIMEN	TWIN DISK
Normal Force	Fn [ N ]	<sup>-</sup> n [ N ] 2700 1700	
Angular speed	w [rpm]	1300	UP 1300
			LOW 1070
Temperature	T [°C]	80	
Time	T [min]	120	180
Numero cicli	n	<b>290000</b> 23400	
Sliding Velocity	Vs [m/s]	0,5	
Maxima Pressure	P (max) [Mpa]	1800	
(Herzian)			
Coefficient of sliding	K_sl [%]	41 36	
Thickness film minimum	hmin [µm]	0.066	0.064
OIL G68			
Thickness film minimum	hmin [µm]	0.025	0.02
OIL 220			
Almen	σ*Vs [W/mm^2]	850	
Energia per unità di	σ*Vs *t [J/mm^2]		
superficie		6.12	E+06

#### TABELLA 6.7 TABELLA DI CONFRONTO PARAMETRI MULTISPECIMEN E TWIN DISK

Nella tabella 6.7 sono presentati i parametri imposti alla macchina e quelli calcolati attraverso i modelli presenti nel capitolo 2. Nelle tabelle 6.8 e 6.9 invece sono riportati rispettivamente la perdita di massa (relativa e assoluto) e il coefficiente d'attrito medio ottenuti nelle prove. Questi valori sono ottenuti dalla media delle due prove realizzate.

	Multispecimen		TWIN DISK
Lost of mass	Cilindri	cilindri e disco	
[mg]	22	475	9.8
% Lost of mass	0.4	0.76	0.014
Coefficient of		0.011	0.08
friction			

OMALA S2 G68

 TABELLA 6.8 RISULTATI TEST OMALA S2 G68

### OMALA S2 G220

	Multispecimen		TWIN DISK
Lost of mass	Cilindri	cilindri e disco	6.8
[mg]	6	375	
% Lost of mass	0.1	0.6	0.01
Coefficient of		0.009	0.05
friction			

 TABELLA 6.9 RISULTATI TEST OMALA S2 G220

DA OMALA S2 G68	Multispecimen		TWIN DISK
A UIVIALA SZ GZZU			
% ΔLost of mass [mg]	Cilindri	cilindri e disco	
	-70	-20	-30
% Δ %Lost of mass	-75	-20	-30
% ΔCoefficient of friction		-20	-37

TABELLA 6.10 VARIAZIONE PERCENTUALE DEI PARAMETRI CON DIVERSI OLI



FIGURA 6.17 CONFRONTO DELLA MASSA PERSA RISPETTO AI DUE LUBRIFICANTI



FIGURA 6.18 CONFRONTO DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO RISPETTO AI DUE LUBRIFICANTI

Come esposto nei paragrafi precedenti le prove comparate sono state realizzate con lo stesso materiale e nella tabella 6.7 possiamo osservare che le condizioni di contatto, a meno di qualche variazione, possono essere considerate le stesse. Le variazioni sono dovute al fatto che le due macchine presentano differenti gradi di libertà. I provini in entrambe le macchine presentano fenomeni di fatica quali pitting, micropitting e in alcuni casi scuffing. La macchina multispecimen analizzando i risultati a microscopio risulta più sensibile della macchina twin disk poiché sulla superficie si è sviluppata una percentuale

maggiore di usura. Entrambe le macchine nel passare dall'olio lubrificante Omala S2 G68 all'Omala S2 G220 presentano un danneggiamento maggiore. Nel caso della multispecimen la differenza è più accentuata; infatti guardando la figura 6.9 e 6.10 la superficie dei cilindri e del disco, nella pista interna, sono completamente usurate e non è possibile evidenziare uno specifico fenomeno di danneggiamento.

Analizzando il coefficiente di attrito e la perdita di materiale possiamo osservare che:

- La percentuale relativa di massa persa tra le due macchine risultata essere molto differente; infatti osservando le tabelle 6.8 e 6.9 tra le due vie è circa un ordine di grandezza di differenza. Questo è determinato molto probabilmente dalla diversa geometria delle macchine e dal fatto che la macchina multispecimen, a parità di condizioni, risulta più sensibile al fenomeno d'usura;
- Il coefficiente d'attrito sviluppato durante i test sulla macchina multispecimen ha sviluppato valori minori rispetto alla macchina twin disk dovuto molto probabilmente alla diversa geometria tra le due macchine;
- Sia il coefficiente d'attrito che la massa persa nelle prove presentano un incremento nel passaggio ad un lubrificante a minor viscosità. Questo permette di verificare la coerenza dei risultati ottenuti rispetto alle due macchine;
- Confrontando la differenza dei valori della massa persa dai provini utilizzando due diversi oli lubrificanti i cilindri della macchina multispecien hanno una riduzione del 70 % della massa persa passando dal lubrificante Omala G68 all'Omala G220. Nel caso della macchina twin disk invece la riduzione è del 30 %. Se invece si considera tutto il componente (cilindri e disco) il parametro assume un valore del 20% che è più vicino alla macchina twin disk;

### 6.5.1 Conclusioni

Le due macchine a parità di condizioni e utilizzando due differenti lubrificanti hanno mostrato risultati coerenti; infatti le immagini rilevate a microscopio, i parametri d'attrito e massa persa hanno dimostrato che utilizzando un lubrificante con maggior viscosità si rilevano meno fenomeni di pitting e coerentemente i coefficienti presentano dei valori decrescenti. Le condizioni imposte dunque hanno permesso di simulare il contatto tra ruote dentate realizzato con la macchina FZG ma con un diverso grado di sensibilità.

Tra le due macchine infatti la twin disk manifesta minor grado di usura avvicinandosi maggiormente ai risultati ottenuti per la macchina FZG, mentre i test realizzati con la macchina multispecimen presentano un danneggiamento su gran parte della superficie dei provini.

Le due macchine dunque si prestano molto bene a simulare il contatto tra ruote dentate e dunque i risultati si sono dimostrati soddisfacenti. Sulla base dei risultati ottenuti, per poter stabilire una possibile correlazione tra le due macchine e dunque un metodo per scalare i risultati sperimentali occorre impostare un'attività di ricerca che vada ad analizzare i limiti di questo lavoro. In questo caso infatti è stato utilizzato un solo tipo di materiale, due tipi lubrificante ed un numero limitato di prove. Impostando le stesse condizioni occorrerà sviluppare numerose prove su diversi tipi di trattamenti superficiali e con altri tipi di lubrificante. In questo modo sarà possibile individuare una correlazione tra i coefficienti che tenga conto della diversa geometria e dimensione delle macchine.

## **Bibliografia**

AGMA. (2003). AGMA 925-A03. Stachowiak & Batchelor.

- Alban, E. (1985). *Systematic Analysis of Gear Failures*". American society for metals: Edited by Lester.
- ASTM. (2014). Standard Test Method for Extreme-Pressure Properties of Lubricating. ASTM.
- ASTM. (2016). Stabdard Test Methods for wear preventive of charactheristics of lubrificating fluid Volume 2. ASTM.
- B.Höhn. (2002). *Short Test Procedure for the investigation of the micro-pitting load*. Research Centre of the Technical University Munich.
- Bair S., K. M. (2006). eynolds equation for common generalized Newtonian model and an approximate Reynolds-Carreau equation. IMechE.
- Barnes H., H. J. (1993). An Introduction to Rheology. Elsevier Science Publishers.
- Batista, D. L. (2000). Contact fatigue of automotive gears: evolution and effects of residual stresses introduced by surface.
- Bautista E., L. P. (1985). Curso Básico de Tribología. ETSII-Endesa.
- Brandio. (2007). Gear micropitting prediction using the Dang Van high-cycle fatigue criterion.Tesis Doctoral, Facultad de Ingeniería de la Universidad de Oporto.
- CHESTERWS. (1963). The effect of material combination on resistence to fatigue surface. London.
- Downson. (1961). The pitting of lubricated gear teeth and rollers.
- Downson. (1962). The effect of metallic contact on the pitting of lubricated rolling surfaces.
- Dowson, B. J. (1978). *Minimum film thickness in elliptical contacts for different regimes of fluidfilm lubrication*. B. J. Hamrock & Duncan Dowson.
- Dowson, D. (1978). Effects of surface roughness in lubrication. London: Ltd.
- F., M. P. (2002). La Tribología: Ciencia y Técnica Para el Mantenimiento. Limusa.
- Falex. (1999). Manuale Falex multispecimen. Falex.
- Farias, D. F. (2015). DISC-DISC GEOMETRY AS AN ALTERNATIVE TO THE FZG TEST METHOD. Centro di ricerca CENPES.
- Flamand, L. (1981). Simulation of Hertzian Contacts Found in Spur Gears with a High Performance Disk Machine.
- G.W., S. (2005). Wear: Material, Mechanism and Practice. Tribology in Practices Series. John Wiley & Sons.
- Gohar R., R. H. (2008). Fundamentals of Tribology. Imperial College Press.
- Gugliotta.A, B. (2017). Dispense Costruzione di macchine. Politecnico di Torino.
- H.Blok. (1970). The Postulate About the Constancy of Scoring Temperature. NASA pp. 153-248,.

Hamrock, B. J. (1994). Fundamentals of fluid film lubrication. McGraw-Hill Higher.

- Hohn, B. (1993). *test procedure for the invastigation of micropitting*. Munich: technical research of Munich.
- Höhn, B. (1997). *Influence of lubrificant on pitting capacity of gear*. FZG gear research center og Munich.
- Höhn, B. (2006). Short Test Procedure to investigate the Lubricant Influence on the Pitting. FZG Gear Research Centre of the Technical University Munich .
- Höhn, B.-R. (1987). *Development of a Practice Relevant Pitting Test*. FZG Gear Research Centre of Munich.
- Höhn, B.-R. (1999). A scuffing load capacity test with the FZG gear test rig for gear lubricants with high EP performance. Munich: John Wiley & Sons, Ltd.
- Hyde, R. (1980). Contact fatigue of hardened steels. In ASM handbook, 19. Ohio.
- I.C., F. (2005). Mixed Lubricated Line Contacts. Ph.D. Thesis University of Twente.
- Ishibashi. (1972). Surface durability os sur geat at Hetzian stresses.
- ISO. (2006). 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears. ISO.
- ISO. (2010). *ISO/TR 15144-1: Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gear Part 1: Introduction and basic principles.* ISO.
- J.Bernard, B. O. (1999). Fundamentals of machine elements. Mcgraw-Hill.
- J.Vichard. (1968). Transient Effects in the Gydrodinamic of spur gear lubrification. IME.
- Johnson. (1987;). Contact mechanics. Stachowiak & Batchelor.
- Johnson, K. L. (1977). Shear behavior of elastohydrodynamic oil film. Proc. R. Soc. Lond. 356, 215-236.
- KOENIGSBERGER, S. T. (1967). *dvances in Machine Tool Design and Research*. University of Manchester Institute of Science and Technology.
- Ku. (1978). On the Critical Contacttemperature of lubrificated rolling-sliding disks. asle.
- Lafont P., E. J. (2009). Diseño y Cálculo de Transmisiones por Engranajes. E.T.S.I.
- Lehtovaara, J. K. (2008). EVALUATION OF GEAR CONTACT ALONG THE LINE OF ACTION USING A TWIN-DISC TEST DEVICE. Tampere University of Technology, Department of Mechanics and Design.
- Li, S. (2012). *Micro-pitting fatigue lives of lubricated point contacts: Experiments and model validation.* The Ohio State University USA.
- Lì, S. (2012). *Micro-pitting fatigue lives of lubricated point contacts: Experiments and model validation.* The Ohio State University USA.

Luiz Fernando Lastres, L. M. (2013). INVESTIGATION OF LUBRICATION PERFORMANCE IN FOUR-BALL TESTS OF LUBRICANTS FOR INDUSTRIAL GEAR TRANSMISSIONS. ABCM.

M.Godet. (1981). Simulation of Hertzian Contacts.

- Manison. (1951). The failure of gears by pitting a comparison of some typical gear steel.
- Meneghetti, G. (2016). *A twin disc test rig for contact fatigue characterization of gear material.* Padova.
- Ochoa, D. E. (2013). ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LOS DIFERENTES PARÁMETROS DE DISEÑO EN LA APARICIÓN DE FATIGA SUPERFICIAL EN CONTACTOS MECÁNICOS. Università di Madrid.
- Onions, R. A. (1974). PITTING OF GEARS AND DISCS. Surrey.
- R, D. J. (2005). *Gear materials, properties and manufacture. ASM International.* ASM International.
- Redda D.T., N. T. (2008). Surface Durability of Developed Cr-Mo-Si Steel under Rolling-Sliding Contact. Journal of Advanced 214- 221.
- Remigiusz Michalczewski, W. P. (2010). The New Methods for Scuffing and Pitting Investigation of Coated Materials for Heavy Loaded Lubricated Elements. Poland.
- S., L. (2009). *Lubrication and contact fatigue models for roller and gear contacts*. Ph. D.Thesis Ohio State University.
- shell. (2014). lubrificante para engranajes industriales. shell.
- Tekniker, I. (2016). Engranajes de alta eficiencia GAITEK. Proyectos de Desarrollo de Nuevos Productos. IK4 Tekniker.
- Torbacke, M. (2014). *Lubricants: Introduction to Properties and Performance*. John Wiley & Sons.
- Venner C.H., L. A. (2000). Multilevel methods in lubrication. ELSEVIER.
- W. Piekoszewski, M. S. (2001). The action of lubricants under extreme pressure. Poland.
- W.R., J. (1985). Tribology: The Story of Lubrication and Wear. NASA.
- Wang, K. (1977). Numerical Solution to the Dynamic load Film Thickness and Surface Temperature of Spur Gears. Chicago.

## **INDICE FIGURE**

FIGURA 1.1 ESEMPIO SPALLING	4
FIGURA 1.2 PITTINNG FORMATO SUL FIANCO DEL DENTE DI DIFFERENTI INGRANAGGI E L'ANALISI A	
MICROSCOPIO DEL PIT	5
FIGURA 1.3 PITTING SULLA SUPERFICIE DI UN INGRANAGGIO	6
FIGURA 1.4 MICROPITTING E DEFFERENTI MICROGRAFIE CON DETTAGLI SEMPRE PIÙ AMPLIFICATI DE	LLA
SUPERFICIE.	7
FIGURA 1.5 SUPERFICIE DI UNA RUOTA CON DANNEGGIAMENTO DA MICROPITTING	7
FIGURA 1.6 RUOTA A DENTI DRITTI, DANNEGGIATA PER SCUFFING	8
FIGURA 2.1 RAPPRESENTAZIONE DEL CONTATTO PUNTUALE	28
FIGURA 2.2 .SCHEMA DEL CONTATTO DI LINEA	29
FIGURA 2.3 VALORE DELL'ATTRITO IN FUNZIONE DEL NUMERO DI SUMMERFELD	33
FIGURA 2.4 SPESSORE ASSORBITO IN CONDIZIONE DI LUBRIFICAZIONE LIMITE	34
FIGURA 2.5 CONFIGURAZIONE DELLE RUOTE DENTATE DELLA MACCHINA FZG	37
FIGURA 2.6 GEOMETRIA DEL CONTATTO E CIRCONFERENZE EQUIVALENTI	38
FIGURA 2.7 GEOMETRIA DEL CONTATTO ATTRAVERSO I DISCHI EQUIVALENTI	39
FIGURA 2.8 SCHEMA CINEMATICO DEL CONTATTO	41
FIGURA 2.9 DISTRIBUZIONE DEL CARICO DURANTE IL CONTATTO	43
FIGURA 2.10 VARIAZIONE DELLO STRISCIAMENTO SPECIFICO IN FUNZIONE DEL PUNTO DI CONTATTO	45
FIGURA 2.11 ANDAMENTO SRR IN FUNZIONE DEL PUNTO DI CONTATTO	46
FIGURA 2.12 ANDAMENTO RAGGI EQUIVALENTI IN FUNZIONE DEL PUNTO DI CONTATTO	46
FIGURA 2.13 . PRESSIONE DI CONTATTO IN FUNZIONE DELLA POSIZIONE LUNGO LA LINEA DI CONTAT	то
	46
FIGURA 2.14 RAPPRESENTAZIONE DEL CONTATTO TWIN DISK	47
FIGURA 2.15 CONTATTO DI LINEA TRA DUE DISCHI	49
FIGURA 2.16 SCHEMA DEL CONTATTO MACCHINA FOUR BALL	51
FIGURA 2.17 GEOMETRÍA FOUR BALL	51
FIGURA 2.18 SCHEMA DELLA PRESSIONE SVILUPPATA TRA LE SFERE	53
FIGURA 2.19 SCHEMA DELLA CONFIGURAZIONE UTILIZZATA NELLA MACCHINA MULTISPECIMEN	55
FIGURA 2.20 SCHEMA GEOMETRICO DELLE POSIZIONI ASSUNTE DAI CILINDRI	56
FIGURA 3.1 MACCHINA FZG UTILIZZATA NELLE PROVE	58
FIGURA 3.2 SCHEMA DELLA MACCHINA FZG UTILIZZATA NELLE PROVE	59
FIGURA 3.3 RIDUTTORE DI GH	60
FIGURA 3.4 VISCOSITÀ IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA	64
FIGURA 3.5 PERDITA DI MASSA (MG) DEI CILINDRI DELLE PROVE A PITTING IN FUNZIONE DI RA	65

FIGURA 3.6 PERDITA DI MASSA DEI CILINDRI E DEI CILINDRI DELLE PROVE A PITTING IN FUNZIONE	66
FIGURA 3.7 COEFFICIENTE. DI ATTRITO DELLE PROVE A PITTING IN FUNZIONE DI RA	66
FIGURA 3.8: RISULTATI SULLA MACCHINA FZG DELLA RUOTA CEMENTATA DI RIFERIMENTO	70
FIGURA 3.9 : RISULTATI SULLA MACCHINA FZG DELLE RUOTE NITRURATE IN SALE	71
FIGURA 3.10: RISULTATI SULLA MACCHINA FZG DELLE RUOTE NITRURATE IN SALE	72
FIGURA 3.11 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE LUNGO LA IL PROFILO DEL DENTE	74
FIGURA 3.12:ANDAMENTO DELLO SPESSORE MINIMO DI LUBRIFICANTE LUNGO LO SPESSORE DEL D	DENTE
	74
FIGURA 3.13 ANDAMENTO DELLA PERCENTUALE DI SLIDING/ROLLING LUNGO IL DENTE	75
FIGURA 3.14 NUMERO DI ALMEN LUNGO IL DENTE	75
FIGURA 4.1: MACCHINA TWIN DISK PRESENTE ALL'INTERNO DI TEKNIKER	78
FIGURA 4.2: RAPPRESENTAZIONE DEL SISTEMA DI MOVIMENTAZIONE VERTICALE	80
FIGURA 4.3: DISCHI MONTATI SUI RISPETTIVI ALBERI IMMERSI IN BAGNO D'OLIO	80
FIGURA 4.4: RAPPRESENTAZIONE DEI PARAMETRI MONITORATI DURANTE LA PROVA	81
FIGURA 4.5 MICROSCOPIO UTILIZZATO PER L'ACQUISIZIONE DELLE PROVE	85
FIGURA 4.6 BILANCIA UTILIZZATA PER DETERMINARE LA VARIAZIONE DI MASSA	85
FIGURA 4.7 IMMAGINE PROVINI UTILIZZATI	86
FIGURA 4.8 RISULTATI A MICROSCOPIO PROVA 1 TWIN DISK	87
FIGURA 4.9 RISULTATI A MICROSCOPIO PROVA 2 TWIN DISK	88
FIGURA 4.10 RISULTATI A MICROSCOPIO PROVA 3 NITRURATO TWIN DISK	89
FIGURA 4.11 RISULTATI A MICROSCOPIO CEMENTATO TWIN DISK	90
FIGURA 4.12: ANDAMENTO COEFFICIENTE D'ATTRITO NELLE PROVE CON OLIO OMALA220	91
FIGURA 4.13: ANDAMENTO COEFFICIENTE D'ATTRITO NELLE PROVE CON OLIO OMALA68	91
FIGURA 4.14 : RAPPRESENTAZIONE COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE	92
FIGURA 4.15 : RAPPRESENTAZIONE PERDITA DI MASSA OTTENUTA NELLE PROVE	92
FIGURA 4.16 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI CON NITRURAZIONE GASSOSA	97
FIGURA 4.17 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI NITRURATI IN SALE	98
FIGURA 4.18 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI CON NITRURAZIONE IONICA	99
FIGURA 4.19 RISULTATI A MICROSCOPIO DISCHI CON NITRURAZIONE GASEOS	100
FIGURA 4.20 : COEFFICIENTE D'ATTRITO DURANTE LE PROVE CON OLIO G68	101
FIGURA 4.21 : COEFFICIENTE D'ATTRITO DURANTE LE PROVE CON OLIO G220	101
FIGURA 4.22: COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE	102
FIGURA 4.23: PERDITA DI MASSA SVILUPPATA DURANTE LE PROVE	102
FIGURA 5.1 MACCHINA FOUR BALL PRESENTE NEL LABORATORIO IK4 TEKNIKER	105
FIGURA 5.2 CONDIZIONE DI FUNZIONAMENTO	105
FIGURA 5.3 INVOLUCRO DI CONTENIMENTO DELLE SFERE CON FLANGIA DI FISSAGGIO	106
FIGURA 5.4 RAPPRESENTAZIONE AL MONITOR DELLA PROVA	107

FIGURA 5.5 SPECIFICHE SFERE UTILIZZATE NELLE PROVE FOUR BALL	107
FIGURA 5.6 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO D'USURA IN FUNZIONE DEL CARICO	110
FIGURA 5.7 RAPPRESENTAZIONE DEL D. D'USURA IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE	110
FIGURA 5.8 ANDAMENTO DEL DIAMETRO D'USURA RISPETTO AL NUMERO DI ALMEN	111
FIGURA 5.9 ANDAMENTO DELLA MASSA PERSA RISPETTO AL NUMERO DI ALMEN	111
FIGURA 5.10 DIAMETRO D'USURA DI UNA SFERA RELATIVA AL TEST 4BTW_01_5058	115
FIGURA 5.11 DIAMETRO D'USURA DI UNA SFERA RELATIVA AL TEST 4BTW_02_5058	115
FIGURA 5.12 DIAMETRO D'USURA DI UNA SFERA RELATIVA AL TEST 4BTW_03_5058	116
FIGURA 5.13 DIAMETRO D'USURA DI UNA SFERA RELATIVA AL TEST 4BTW_04_5058	116
FIGURA 5.14 ANDAMENTO DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO NEL TEMPO NELLE PROVE ESEGUITE	117
FIGURA 5.15 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO D'USURA MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE	117
FIGURA 5.16 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO D'USURA MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE	118
FIGURA 5.17 RAPPRESENTAZIONE DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE	118
FIGURA 5.18 RAPPRESENTAZIONE DEL DIAMETRO MEDIO D'USURA OTTENUTO NELLE PROVE	120
FIGURA 5.19 RAPPRESENTAZIONE DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO MEDIO OTTENUTO NELLE PROVE	120
FIGURA 5.20 CONFRONTO DEL DIAMETRO MEDIO D'USURA TRA I DUE TIPI DI CARICO OLIO 1	121
FIGURA 5.21 CONFRONTO DEL DIAMETRO MEDIO D'USURA TRA I DUE TIPI DI CARICO OLIO 2	121
FIGURA 6.1 MACCHINA MULTISPECIMEN PRESENTE ALL'INTERNO DI IK4-TENIKER	127
FIGURA 6.2 INGRANDIMENTO DELLA CAMERA DI LAVORO DELLA MACCHINA	127
FIGURA 6.3 RAPPRESENTAZIONE ESPLOSA IN 3D DEI COMPONENTI DELLA MACCHINA	128
FIGURA 6.4 COMPONENTI PER LA PROVA	129
FIGURA 6.5 MONITORAGGIO DELLA PROVA	130
FIGURA 6.6 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 1	134
FIGURA 6.7 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 2	135
FIGURA 6.8 RISULTATI A MICROSCOPIO DELLE PISTE DEL DISCO RELATIVE AL TEST 2	136
FIGURA 6.9 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 3	137
FIGURA 6.10 RISULTATI A MICROSCOPIO DELLE PISTE DEL DISCO RELATIVE AL TEST 3	138
FIGURA 6.11 RISULTATI A MICROSCOPIO DEI PROVINI CILINDRICI DEL TEST 4	139
FIGURA 6.12 RISULTATI A MICROSCOPIO DELLE PISTE DEL DISCO RELATIVE AL TEST 4	140
FIGURA 6.13 ANDAMENTO DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO NEL TEMPO DURANTE LE PROVE	141
FIGURA 6.14 PERDITA DI MASSA CILINDRI PROVINI MULTISPECIMEN	141
FIGURA 6.15 PERDITA DI MASSA TOTALE DEI PROVINI MULTISPECIMEN	142
FIGURA 6.16 ATTRITO MEDIO REGISTRATO DALLA MACCHINA MULTISPECIMEN	142
FIGURA 6.17 CONFRONTO DELLA MASSA PERSA RISPETTO AI DUE LUBRIFICANTI	146
FIGURA 6.18 CONFRONTO DEL COEFFICIENTE D'ATTRITO RISPETTO AI DUE LUBRIFICANTI	146

# **INDICE TABELLE**

TABELLA 2.1 PARAMETRI DI LUBRIFICAZIONE	4
TABELLA 2.2 GEOMETRIA RUOTE FZG4	5
TABELLA 2.3. PARAMETRI CARATTERISTICI TWIN DISK48	8
TABELLA 2.4 PARAMETRI LUBRIFICAZIONE DISCHI A CONTATTO50	D
TABELLA 2.5: PARAMETRI LUBRIFICAZIONE CASO SFERE	4
TABELLA 2.6: CARATTERISTICHE GEOMETRICHE CONTATTO ROLLING\SLIDING56	6
TABELLA 3.1 COMBINAZIONE DEI POSSIBILI PROVINI REALIZZABILI DALL'AZIENDA TTT62	2
TABELLA 3.2: CARATTERISTICHE OLIO OMALA S2 G6864	4
TABELLA 3.3 SPECIFICHE DELLA PROVA65	5
TABELLA 3.4 PROVE SVILUPPATE SULLA MACCHINA FZG68	8
TABELLA 3.5 : PARAMETRI DI PROVA69	Э
TABELLA 3.6: PARAMETRI ZONA SOGGETTA A FATICA77	7
TABELLA 3.7: PARAMETRI ZONA SOGGETTA A SCUFFING77	7
TABELLA 4.1 GEOMETRIA PROVINI TWIN DISK82	2
TABELLA 4.2 MATERIALI PROVINI TWIN DISK82	2
TABELLA 4.3 PROPRIETÀ OLIO LUBRIFICANTE82	2
TABELLA 4.4 CONDIZIONI TEST MACCHINA TWIN DISK8	3
TABELLA 4.5 PARAMETRI DERIVANTI DAL MODELLO8	3
TABELLA 4.6 BILANCIA UTILIZZATA PER DETERMINARE LA VARIAZIONE DI MASSA86	6
TABELLA 4.7 BILANCIA UTILIZZATA PER DETERMINARE LA VARIAZIONE DI MASSA86	6
TABELLA 4.8 MATERIALI PROVE DI SCUFFING	5
TABELLA 4.9 PROPRIETÀ LUBRIFICANTI9	5
TABELLA 4.10 PARAMETRI PROVA SCUFFING96	6
TABELLA 4.11 PARAMETRI VALUTATI DA MODELLO96	6
TABELLA 5.1 SPECIFICHE SPERE UTILIZZATE	8
TABELLA 5.2 SPECIFICHE OLII LUBRIFICANTI	8
TABELLA 5.3 PROVE PRELIMINARI PER STABILIRE I RAGE DI FUNZIONAMENTO DELLA FOUR BALL109	Э
TABELLA 5.4 PARAMETRI IMPOSTATI PER LE PROVE CON LA MACCHINA FOUR BALL	3
TABELLA 5.5 RISULTATI PROVE ESEGUITE PER IL CONFRONTO CON TWIN DISK114	4
TABELLA 5.6 RISULTATI PROVE ESEGUITE CON UN INCREMENTO DEL CARICO DEL 30%119	Э
TABELLA 5.7 TABELLA DI CONFRONTO PARAMETRI TRA FOUR BALL E TWIN DISK122	2
TABELLA 5.8 SINTESI RISULTATI MACCHINA FOUR BALL – TWIN DISK OLIO 1	3
TABELLA 5.9 SINTESI RISULTATI MACCHINA FOUR BALL – TWIN DISK OLIO 2	3
TABELLA 5.10 VARIAZIONE PERCENTUALE DEI PARAMETRI CON I DIVERSI LUBRIFICANTI124	4
TABELLA 6.1 DATI GEOMETRICI PROVINO13	1

TABELLA 6.2 MATERIALE UTILIZZATO	.131
TABELLA 6.3 LUBRIFICANTI UTILIZZATI NELLE PROVE	.131
TABELLA 6.4 PARAMETRI IMPOSTI NELLE PROVE DELLA MULTISPECIMEN	.132
TABELLA 6.5 PARAMETRI CARATTERISTICI DERIVANTI DAI MODELLI REALIZZATI	.132
TABELLA 6.6 RISULTATI RIASSUNTIVI DELLE DELLE PROVE	.133
TABELLA 6.7 TABELLA DI CONFRONTO PARAMETRI MULTISPECIMEN E TWIN DISK	.144
TABELLA 6.8 RISULTATI TEST OMALA S2 G68	145
TABELLA 6.9 RISULTATI TEST OMALA S2 G220	.145
TABELLA 6.10 VARIAZIONE PERCENTUALE DEI PARAMETRI CON DIVERSI OLI	145