

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Chimica e dei Materiali

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria dei Materiali**

Tesi di Laurea Magistrale

Studio delle prestazioni di lubrificanti liquidi antiusura ad elevate prestazioni mediante test tribologici e sviluppo di un banco prova dedicato



**Politecnico
di Torino**

Relatore:

Prof. Federico Simone Gobber
Ing. Maurizio Barolo

Candidato:

Miriana Dutto

Marzo 2024

Indice

• Introduzione	1	
○ Introduzione del caso studio	2	
Tribologia		
1. Prefazione	3	
1.1 Attrito	4	
1.2 Lubrificazione	8	
1.3 Usura	23	
2. Contatto	31	
2.1 Teoria del contatto	31	
2.2 Analisi del caso studio-Parametri del meccanismo	36	
Misura del coefficiente di attrito		
3. Test attrito (Tribotesting)	41	
3.1 Principali test tribologici	41	
3.2 Block-on-ring	43	
4. Testing su banco prove.....	47	
4.1 Classificazione dei banchi prova	47	
4.2 Realizzazione di un banco prova per lo studio di sistemi perno – boccia	48	
Parte Sperimentale		
5. Materiali e metodi sperimentali	52	
5.1 Tecniche di analisi	52	
6. Risultati	53	
6.1 Caratterizzazione dei campioni allo stato di fornitura	53	
6.2 Risultati dei test	56	
6.3 Valutazione del tasso di usura	64	
6.4 Meccanismi di usura	70	
Conclusioni		81
○ Sviluppi futuri	82	

Introduzione

Il lavoro svolto si focalizza sullo studio delle prestazioni di un lubrificante minerale ed uno sintetico in uno specifico meccanismo. Modificando le condizioni operative, in particolare il carico applicato, si osserva la variazione del coefficiente d'attrito e dell'usura avvenuta.

L'attrito è un aspetto fondamentale nell'ambito produttivo. Molti meccanismi all'interno dei macchinari industriali e dei sistemi di produzione dei materiali si basano sul contatto e l'interazione tra superfici. Di conseguenza, è importante controllare le interazioni superficiali, poiché influenzano il funzionamento dell'intero meccanismo. L'attrito causa una dissipazione dell'energia, ma può essere necessario per la funzionalità del componente come la trasmissione del moto. È stato stimato che 1/3 dell'energia mondiale sia sfruttata per superare l'attrito nelle sue differenti forme [1]; perciò, in generale si cerca di limitarne gli effetti anche per un risparmio di tipo energetico-economico.

L'usura è generalmente una conseguenza dell'attrito. Questo fenomeno determina non solo una perdita di materiale, ma anche una perdita nelle performance dei meccanismi. A seguito dell'usura, si può avere una modifica della superficie di contatto, che può determinare un'alterazione delle interazioni superficiali, causando una maggior vibrazione e minor precisione. Questi effetti possono aumentare il carico sopportato e l'usura stessa, che può sfociare nel guasto del meccanismo. Per questo tipo di narrativa a livello progettuale si avrà come obiettivo la riduzione dell'attrito e dell'usura stessa. Tuttavia, nell'ambito produttivo possono rientrare casi particolari in cui è richiesta un'inversione di rotta: come nel caso del freno dove si ricerca un attrito maggiore, oppure nei processi di lavorazioni a macchina ad esportazione di truciolo dove si richiede un'usura maggiore.

Un mezzo efficace per ridurre l'attrito e l'usura è l'utilizzo di un sistema di lubrificazione. Gli effetti dei lubrificanti dipendono dalla tipologia, dalle proprietà e dalle quantità impiegate. La scelta del tipo di lubrificante e delle quantità applicate, possono alterare le prestazioni del meccanismo e costituire una rilevante voce di costo; la ricerca tecnico-scientifica in codesto campo si concentra nel contenimento dell'impatto ambientale, riducendo l'utilizzo di lubrificanti derivanti da fonti petrolifere [2]. Inoltre, il progresso tecnologico e le tendenze produttive delle macchine moderne corrispondono ad un aumento costante dell'efficienza energetica e del consumo. Con l'obiettivo di migliorare l'efficienza delle macchine, si ricercano lubrificanti più performanti e specificamente selezionati in base all'applicazione [3].

L'insieme di questi tre aspetti principali, sopra accennati, costituisce la scienza della tribologia. Sono stati uniti in un'unica disciplina, poiché questi tre temi sono collegati tra loro e si influenzano a vicenda. Il termine è stato coniato recentemente in uno studio del Dipartimento di Scienza e Educazione del Regno Unito del 1966 [4],[5],[6]. La relazione indicava l'importanza dello sviluppo della disciplina per ridurre in modo incisivo il consumo economico ed energetico associati all'attrito e all'usura.

Per dettagliare nel modo più chiaro possibile il lavoro svolto e per contestualizzarlo rispetto allo stato dell'arte attuale, nella prima parte della tesi si riportano i risultati di una ricerca bibliografica associata alla tribologia. Nei primi capitoli se ne richiamano i principali argomenti (attrito, lubrificanti, usura), soffermandosi maggiormente agli ambiti relativi al caso studio. Dopodiché si introduce lo studio del caso applicativo oggetto di studio, partendo dall'analisi della tipologia di contatto che si verifica nel meccanismo studiato e dei parametri principali di processo, che sono stati riprodotti nelle prove sperimentali.

Introduzione caso studio

Il lavoro di tesi è stato svolto presso la Bottero S.p.A., azienda che opera nel settore della progettazione di macchine per la formazione di bottiglie per le vetrerie. Partendo da una linea produttiva per contenitori in vetro denominata Individual Sections (I.S.) è stato isolato un meccanismo al suo interno, di cui è stato studiato il comportamento tribologico. La funzione del macchinario è l'azione di formatura: partendo dalla goccia di vetro fuso, si sfrutta uno stampo abbozzatore per dare una prima forma alla goccia, in seguito viene diretto il parison (la bozza) in un secondo stampo detto finitore per garantire la forma definitiva. La macchina è divisa in più sezioni che si distinguono per le differenti funzioni. Nella macchina si possono distinguere due lati principali: lato abbozzatore e lato finitore, che assolvono alle lavorazioni sopra citate. In particolare, il meccanismo analizzato è presente nel lato abbozzatore, precisamente nel modulo che aziona l'apertura e chiusura degli stampi. L'apparato si chiama e-moc abbozzatore ed è rappresentato nella Figura 1-a.

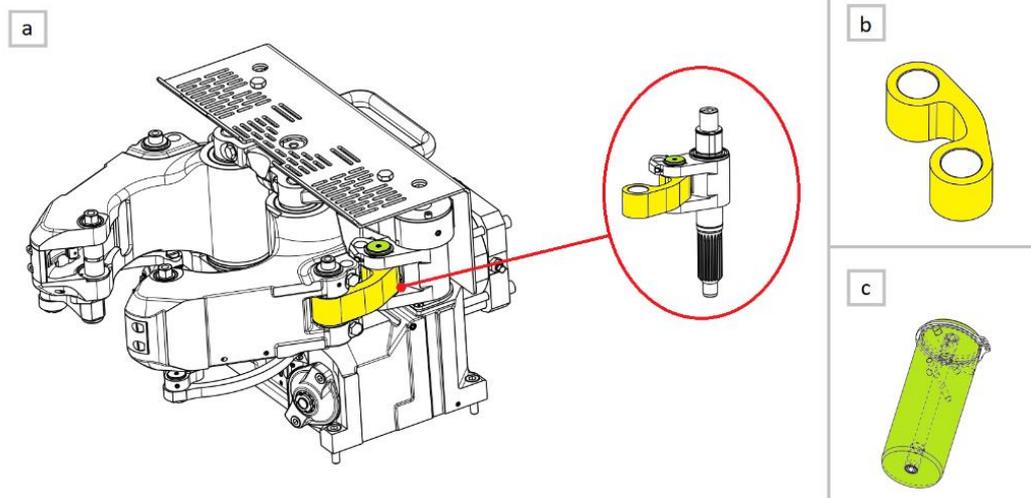


Figura 1 - Rappresentazione della macchina e-moc abbozzatore con colorato il meccanismo analizzato (a), dettaglio della biella arcuata (b), dettaglio del perno (c)

I componenti analizzati sono quelli evidenziati in Figura 1-a e rappresentati nel dettaglio al fianco (b-c). Nello studio si è voluto replicare il sistema della biella arcuata e del perno, fissati all'interno del pezzo a forma di forcina. I pezzi sono soggetti ad un movimento alternato associato all'apertura e chiusura degli stampi. Per questo motivo nell'applicazione vengono lubrificati per evitare strisciamento. Essendo macchine realizzate ad hoc sul disegno del committente, la scelta del lubrificante è dettata dalle scelte che ogni utilizzatore finale compie per i propri processi; per questa motivazione, nello studio di tesi sono stati considerati i due lubrificanti maggiormente applicati in azienda per quantificarne le prestazioni.

Il contatto meccanico che si origina nel meccanismo è stato replicato secondo due approcci distinti. In primo luogo, sfruttando un test tribologico tipo block on ring è stata isolata la coppia tribologica con un approccio di sperimentazione più controllato tipico dell'ambiente di laboratorio, in cui i fattori attivi sono ridotti. Il test selezionato riprende il contatto e i materiali presenti nell'applicazione.

In secondo luogo, è stato realizzato un banco prova per replicare i parametri di prova su di un meccanismo uguale a quello presente sull'impianto industriale ma isolato dal resto della linea produttiva. Nella progettazione del banco si è ricreato il meccanismo semplificando le forme dei componenti, ma mantenendone pari materiali e superficie di contatto. Le prove svolte hanno l'obiettivo di riprodurre le condizioni che si verificano sulla macchina "a freddo" al montaggio in azienda.

All'interno della tesi sono illustrati i principi di sviluppo e funzionamento di test tribologici e banchi prova, con approfondimento dei casi di studio specifici relativamente al test block on ring e al banco prova sviluppato. Infine, nella terza parte della tesi si descrivono i risultati delle prove sperimentali. I test tribologici si sono svolti presso i laboratori DISAT di Alessandria del Politecnico di Torino, mentre il banco prova è stato sviluppato, costruito e utilizzato presso l'azienda ospitante Bottero spa di Cuneo. A seguito delle prove, le superfici di contatto sono state analizzate per caratterizzarne il tipo di usura avvenuto.

Tribologia

1. Prefazione

Il nome tribologia è stato coniato nel 1966 dal cosiddetto “Jost Report” [4], [5], una relazione eseguita dall’ingegnere Peter Jost per il dipartimento di Educazione e Scienza del Regno Unito [5], [6]. La scelta del nome deriva dalla parola greca “tribos” che significa strisciamento e logos che indica scienza. La tribologia è definita come lo studio dell’interazione tra superfici in moto relativo. Lo studio delineava la necessità di sviluppare tale settore per ottenerne un risparmio economico, negli ambiti delineati nella Figura 2. Nella constatazione indicavano, inoltre, un risparmio nel campo energetico. Questo risparmio era distinto in tre categorie. Il campo primario è l’energia dissipata dall’attrito, quello secondario è l’energia usata per fabbricare i componenti sostitutivi e il terziario è per il materiale di tali componenti [2]. Con lo studio della tribologia si può prevenire i problemi associati all’usura e ridurre i consumi. Il termine coniato venne usato globalmente solo dal 1985 [7].

Table 1.1 Methods by which financial savings could be made through improved tribological practice in UK industry. The proportions represent proportions of the total annual saving (which was estimated at £515 million at 1965 prices) (information from HMSO, 1966. Lubrication (Tribology) Education and Research. UK Department of Education and Science)

Savings in maintenance and replacement costs	45%
Savings in losses resulting from breakdowns	22%
Savings in investment through increased life of plant	20%
Reduction in energy consumption through lower friction	5%
Savings in investment through greater availability and higher efficiency	4%
Reduction in manpower	2%
Savings in lubricant costs	2%

Figura 2 - Tabella con riportate le percentuali associate al risparmio totale annuale conseguenti allo sviluppo dell'ambito tribologico, ad opera del dipartimento di educazione UK [2]

La disciplina si snoda in più ambiti scientifici: fisica, chimica, meccanica dei solidi e dei fluidi, termodinamica, scienza dei materiali, reologia dei lubrificanti. La tribologia si distingue come una scienza interdisciplinare, questo aspetto indica le complessità associate nel poter apprezzare appieno tale materia.

All’interno della tribologia si distinguono tre principali argomenti che corrispondono ai capisaldi della scienza: attrito, lubrificazione ed usura. Anche se il concetto della tribologia è stato solo sviluppato recentemente, nella storia più persone si sono approcciate a queste particolari discipline, ad esempio con Leonardo da Vinci con l’attrito, solamente lo sviluppo è proseguito separatamente. Inoltre, si hanno più esempi, anche più antichi, di applicazioni tribologiche come cuscinetti o superfici a minor coefficiente d’attrito [1], [6].

Ad oggi la disciplina tribologica si sta ancora espandendo. La ricerca si sta avvicinando ad un’analisi teorica e sperimentale che arriva allo studio delle interazioni delle singole asperità. Quest’ambito si sta sviluppando al punto da poter sempre più a fondo analizzare tali interazioni. Dalla micro e nanotribologia si è riusciti ad arrivare fino alla tribologia atomica. I risultati ottenuti sono uno strumento fondamentale nelle applicazioni di sistemi MEMS/NEMS (micro/nano-elettromagnetici) [6]. Inoltre, sfruttando la maggior capacità di calcolo del computer, tramite simulazioni si ha una maggior comprensione dei fenomeni riguardanti l’interazione tra materiali e sull’adesione. Oltre ad una miglior analisi dei sistemi tribologici, la ricerca ha come obiettivo la riduzione non solo dei consumi ma anche dell’impatto ambientale. In codesto ambito si propone una riduzione delle risorse di tipo fossile, prediligendo lo sfruttamento di risorse naturali (biotribologia), l’uso di risorse biodegradabili, oppure che riproducono approcci presenti in natura (biomimetica). Questo ambito di ricerca viene definito green tribology [6]. Infine, continua la formulazione di nuovi materiali tribologici, ad esempio autolubrificanti, e dei lubrificanti stessi. Migliorando le proprietà dei componenti di sistemi tribologici, si ricerca un aumento delle performance riducendone i consumi.

1.1 Attrito

Il primo caposaldo della tribologia è l'attrito. L'attrito è la forza che impedisce o resiste al moto relativo tra due corpi. La principale forma d'attrito è rappresentata da quello di strisciamento. Questa tipologia è stata trattata nella storia come la figura convenzionale. Tuttavia, nella realtà sono presenti altre forme di attrito. Una distinzione è relativa al moto dei corpi, come lo strisciamento e il rotolamento raffigurati in Figura 3. Il rotolamento avviene quando un corpo sferico o cilindrico rotola sull'altro. Al di fuori di questa distinzione, sono presenti altre tipologie di attrito. Degli esempi sono l'attrito interno al solido, invece nei casi superiori trattiamo una forma superficiale, e l'attrito a livello atomico, in cui sono predominanti barriere di energia e interazioni atomiche [8].

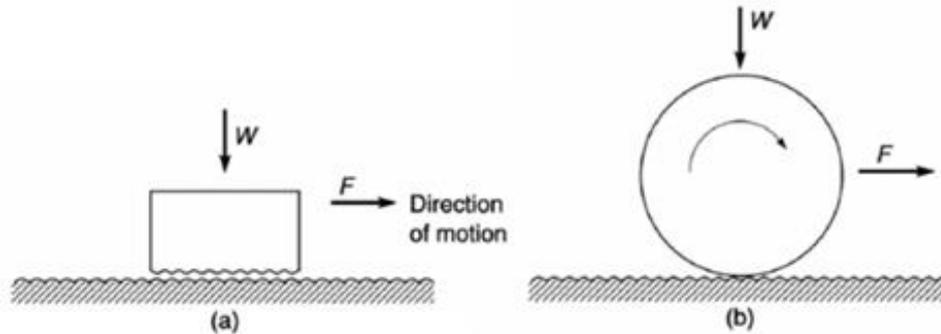


Figura 3 - Schema del sistema di strisciamento (a) e rotolamento (b) [6]

Le superfici interagenti possono essere di due corpi solidi oppure si può avere un intermediario di natura fluida, che generalmente è rappresentato dal lubrificante. Questi due casi si distinguono generalmente in “dry friction” (attrito a secco) e “fluid friction” (attrito a umido). Esiste il caso intermedio detto “mixed friction” (attrito misto), dove solo una parte del corpo è in contatto con l'altro, mentre il resto è separato da uno strato di fluido.

L'attrito è stato analizzato e osservato da più studiosi nel corso della storia umana. Una delle prime figure di spicco è rappresentata da Leonardo da Vinci (1490). A seguito dei suoi esperimenti sullo strisciamento, l'artista definì le prime due leggi capisaldi dell'attrito.

Per la formulazione dell'espressione matematica si deve attendere fino al 1699 con lo scienziato francese Guillaume Amontons [8]. La formula rappresenta il fondamento della disciplina e corrisponde alla forza d'attrito prodotta (F) dallo strisciamento di due corpi solidi:

Equazione 1- Formula dell'attrito [8]

$$F = \mu N$$

Con μ il coefficiente di attrito e N la forza normale. Altri esponenti dell'ambito sono Eulero e Coulomb, anch'essi concentrati sulla forma dell'attrito di strisciamento a secco. Lo sviluppo dell'attrito fluido avvenne solamente nel diciannovesimo secolo, una figura di spicco correlata è Richard Stribeck [8].

Il principale tipo di attrito analizzato è quello relativo allo strisciamento. Dalle osservazioni ed esperimenti effettuati, si sono derivate tre leggi empiriche caratterizzanti questo tipo di attrito:

1. La forza d'attrito è proporzionale al carico normale
2. La forza d'attrito è indipendente dall'apparente area di contatto
3. La forza d'attrito è indipendente dalla velocità di strisciamento

Le prime due leggi, come detto in precedenza, sono state sviluppate inizialmente da Leonardo da Vinci e dichiarate ufficialmente in seguito da Amontons. Invece la terza legge deriva da Coulomb (1785) [2]. La prima legge si traduce nell'iconica formula dell'attrito, descritta nell'Equazione 1. Il coefficiente di attrito è indipendente dal carico applicato. Il suo valore spazia da 0.5 a valori anche superiori all'unità nel caso di contatto a secco. Con la presenza di un film di lubrificante si ottengono valori minori di 0.5, come rappresentato in Figura 4.

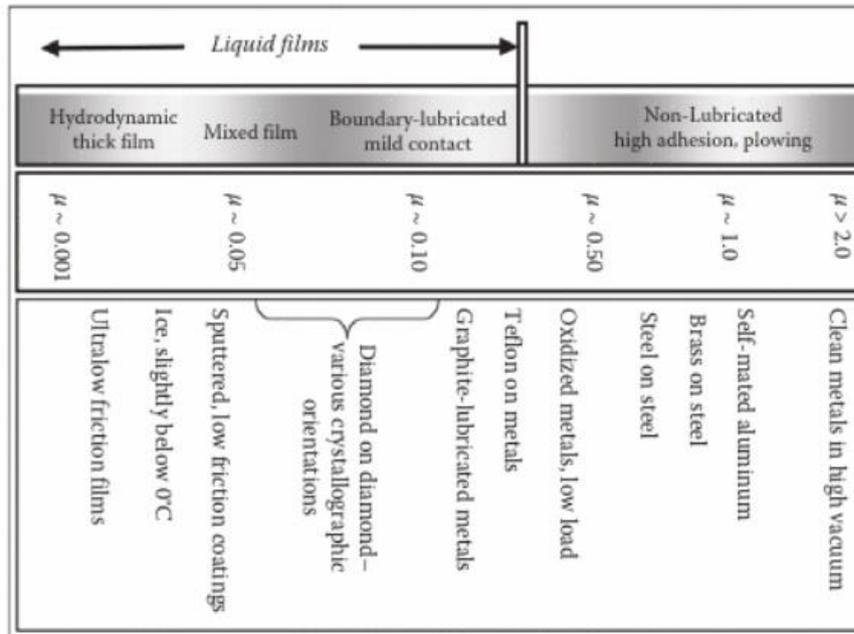


Figura 4 - Schema con scala di valori di riferimento del coefficiente di attrito in differenti sistemi [9]

L'effetto dei lubrificanti viene mostrato anche dal calcolo del coefficiente d'attrito tramite il rapporto della forza massima tangenziale (F_{max}) da applicare e il carico normale (N). Per derivare la forza di taglio per rompere la giunzione (F_{max}), si considera lo sforzo di taglio necessario τ_i . Imponendo il criterio di Tresca, rispetto alla resistenza di taglio allo snervamento del materiale dell'asperità τ_0 [2], Si deriva che:

Equazione 2 - Formula del coefficiente di attrito in funzione della resistenza al taglio [2]

$$\mu = \frac{F_{max}}{N} = \frac{1}{2\sqrt{\left(\frac{\tau_i}{\tau_0}\right)^2 - 1}}$$

Con l'interfaccia dello stesso materiale del bulk il rapporto di τ è pari ad 1 ed il coefficiente tenderebbe ad infinito. Ma inserendo all'interfaccia un materiale con τ_i minore, come nel caso dei lubrificanti, si ha una riduzione sostanziale del coefficiente d'attrito

Per la seconda legge si ha una dimostrazione ad opera di Ernest Rabinowitz (1950) [8]. Prendendo due corpi e premendoli tra loro applicando una certa forza normale alla superficie (N), l'estensione dell'area di contatto non corrisponde all'intera superficie. Questo aspetto è causato dal fatto che la superficie nella realtà non è perfettamente piatta e liscia, ma ha una certa rugosità. Di conseguenza il contatto è circoscritto ad un'area ristretta rispetto a quella totale, corrispondente ai punti in cui le asperità della superficie interagiscono formando delle giunzioni. Per muovere tra loro i due corpi si devono rompere le giunzioni formate tra le asperità. La forza d'attrito (F) si può quindi descrivere come lo sforzo di taglio agente sulle asperità superficiali (S) per l'area di contatto reale (a). Tramite una legge di F. Bowden e D. Tabor, l'estensione dell'area reale di contatto si può determinare dal rapporto della forza normale applicata (N) e della durezza di penetrazione (P) [10]. Aumentando la pressione tra i due corpi si riscontra quindi un aumento dell'area. Usando le relazioni sopra si deriva la forza d'attrito, descritta in Equazione 3:

Equazione 3 - formula della forza d'attrito in funzione dello sforzo di taglio [8]

$$F = S \cdot a = S \cdot \frac{N}{P}$$

Combinando l'Equazione 1 e l'Equazione 3, si ottiene:

Equazione 4 - Combinazione equazione 1 e 2

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{S \cdot \frac{N}{P}}{N} = \frac{S}{P}$$

Si osserva che, come annunciato dalla seconda legge, il coefficiente di attrito è indipendente dall'area di contatto. Questo è dovuto dalla distinzione dell'area reale di contatto da quella apparente e dalla sua dipendenza diretta al carico applicato.

La terza legge redatta da Coulomb indica l'indipendenza del coefficiente d'attrito con la velocità di strisciamento. Per prima cosa si deve considerare la distinzione tra coefficiente d'attrito statico e dinamico, descritto anch'esso da Coulomb. Per mettere in moto un corpo si deve applicare una forza crescente. Quando la forza applicata raggiunge F_s il corpo inizia a muoversi. F_s è la forza di attrito associata al coefficiente di attrito statico μ_s . Una volta che il corpo è in movimento, la forza richiesta per mantenere il moto è minore; perciò, l'attrito associato si determina con un altro coefficiente detto dinamico μ_k . La terza legge tratta il caso di attrito dinamico. In ambito sperimentale, si è riscontrato che questa legge fondamentale non è generalmente valida [5]. In particolare, si denota che il coefficiente d'attrito diminuisce al crescere della velocità. La formulazione di tale legge può essere giustificata dai differenti ordini di grandezza che vigono nella relazione coefficiente d'attrito-velocità: con cambiamenti percentuali del coefficiente d'attrito corrispondono nella velocità variazioni maggiori come rappresentato in Figura 5. Un altro aspetto da considerare è che ad alte velocità si possono raggiungere alte temperature all'interfaccia, che possono modificare le proprietà della superficie e conseguentemente il coefficiente di attrito.

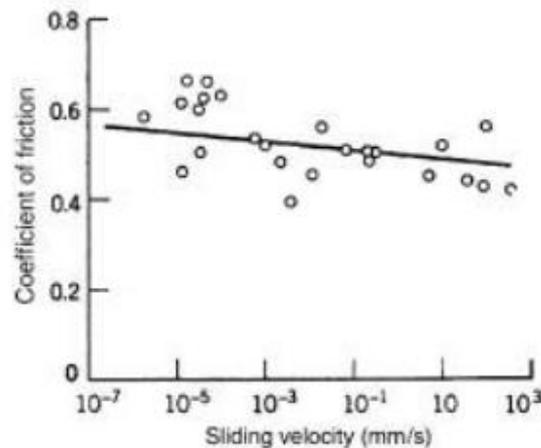


Figura 5 - Esempio di misura del coefficiente di attrito in funzione della velocità di strisciamento. Caso di due corpi di titanio che scorrono tra loro con un carico normale di 3N [5]

Oltre ad analizzare l'attrito macroscopicamente, osserviamo il comportamento a livello microscopico. Il modello principalmente usato per descrivere l'attrito a livello microscopico è quello di Bowden e Tabor (1930-1970) [6], [8], [11]. Il fenomeno deriva dalle interazioni delle microasperità. Come accennato in precedenza, quando si accostano due superfici, la reale area di contatto è minore da quella apparente. Tale area dipende dalla geometria e rugosità della superficie di contatto, ma anche dal carico e la durezza del materiale come descritto nell'Equazione 3. L'attrito è il risultato delle interazioni tra le asperità e per la legge additiva dell'attrito corrisponde alla somma di più contributi [11]. I principali contributi della forza d'attrito sono di deformazione e di tipo adesivo. Il contributo di deformazione è il risultato dell'ingaggio-disingaggio delle microasperità al contatto. Interagendo si ha una deformazione di tipo elastico e plastico, inoltre nel caso di superfici con durezza differenti si ha il "ploughing" detta anche aratura. Con aratura si indica l'azione di solcatura esercitata dall'asperità dura all'interno del materiale più morbido. Nella teoria di Coulomb si considerava solamente il contributo di deformazione. Con il contributo adesivo Bowden e Tabor inseriscono l'aspetto dissipativo dell'attrito, che nella teoria di Coulomb mancava ponendo l'attrito ad una mera interazione di tipo meccanico [6]. L'adesione deriva dalle forze attrattive agenti tra le giunzioni delle asperità [11]. Nei punti di contatto tra le asperità si creano dei legami, di conseguenza per muovere le superfici li si devono rompere, superando la resistenza al taglio dei materiali. Quindi la forza di adesione all'interfaccia dipende dalle proprietà meccaniche, fisiche e chimiche dei corpi in contatto. La presenza di contaminanti oppure l'applicazione di fluidi, come i lubrificanti, riducono le interazioni all'interfaccia e di conseguenza la forza di adesione correlata.

Un altro caso principale di attrito è l'attrito di rotolamento detto anche volvente. L'attrito volvente avviene quando due corpi rotolano uno sull'altro. I casi di attrito di rotolamento si associano a corpi con forme vicine alla perfezione e continue come cilindri o sfere, con una bassa rugosità superficiale [6]. I corpi hanno tra loro un contatto non conforme, dovuto alle differenti geometrie, che delinea l'ottenimento di un'area di contatto apparente limitata rispetto alle dimensioni totali. L'area di contatto è riconducibile ad un punto (sfere) o ad una linea (cilindri). Il moto relativo delle superfici si può definire come una combinazione di rotolamento, strisciamento e rotazione [6]. Un caso distinto è quello di puro rotolamento dove si ha velocità nulla nel punto

di contatto. Con il puro rotolamento al contatto non si ha nessun strisciamento o forza d'attrito tangenziale, di conseguenza si ottiene una minore dissipazione dell'energia. Negli altri casi più generici di rotolamento, l'area di contatto si suddivide in zone con o senza strisciamento. La distribuzione dell'area senza strisciamento dipende dalle geometrie dei corpi in contatto e dalla differenza di modulo elastico, per questo motivo si sono sviluppate differenti teorie per descriverli [6]. Un altro aspetto è l'effetto della rugosità, la sua rilevanza all'interno del sistema dipende dalle dimensioni del corpo. Per corpi di piccola estensione si ha un effetto più incisivo della rugosità, viceversa per grandi dimensioni sarà minore [8]. Comunque, anche nell'attrito volvente a livello microscopico si ha la somma di contributi adesivi e di deformazione che determinano la dissipazione di energia. La differenza con il caso di solo strisciamento risiede dal fatto che le interazioni tra asperità non avvengono più tangenzialmente, ma in direzione normale. Di conseguenza, i legami creati dalle giunzioni sono in generale di tipo di van der Waals, perciò l'entità del contributo adesivo sarà minore rispetto al caso di puro strisciamento [6]. Questo aspetto si riscontra anche a livello macroscopico: considerando una certa coppia di materiali, il coefficiente d'attrito volvente rispetto al caso di strisciamento possiede valore minore. L'attrito ha l'azione di dissipare l'energia tramite processi non conservativi. Il lavoro svolto dall'attrito si può determinare dal prodotto della forza d'attrito per la distanza percorsa. Questa energia non è recuperabile e viene convertita per la maggior parte in calore. Alcuni modelli, che analizzano il fenomeno di riscaldamento ad opera dell'attrito, semplificano il sistema considerando tutta l'energia dissipata trasformata in calore [9]. Nella realtà parte dell'energia viene sfruttata per la creazione di nuove superfici generando usura, per l'incrudimento nel caso di materiali metallici, oppure per la produzione di vibrazioni e suoni. Però, questi effetti al massimo consumano qualche unità percentuale dell'energia totale dissipata [2]. La percentuale del calore prodotto dipende dal sistema, come variabili principali si hanno la velocità di strisciamento, le geometrie dei corpi, le proprietà termiche del materiale. Con il riscaldamento per attrito si avrà in punti localizzati, generalmente nelle asperità, il raggiungimento di alte temperature definite flash temperature. Mentre si considera bulk temperature la temperatura media del corpo nella zona di strisciamento, che è minore rispetto a quella di flash. Il fenomeno del calore prodotto per attrito in alcuni casi può essere un aspetto critico, perché modifica il sistema tribologico. L'aumento di temperatura superficiale può indurre, per esempio, reazioni chimiche o aumentare l'ossidazione. Il calore producibile deriva dall'energia disponibile, la quale dipende dal coefficiente d'attrito. Per questo motivo i lubrificanti garantiscono il raggiungimento di minori temperature, poiché riducono il coefficiente stesso ed inoltre hanno l'azione di portare via il calore. Si ha la credenza popolare che il coefficiente dipenda solamente dalla coppia dei materiali a contatto. Ma osservando a livello microscopico il fenomeno, si può dedurre che la descrizione del coefficiente d'attrito a livello macroscopico si complichia. Poiché da un'osservazione più accurata, si denota che il parametro è influenzato da più aspetti. Non solo si deve considerare le proprietà del singolo materiale, le lavorazioni effettuate, lo stato della superficie, ma modificano il coefficiente d'attrito anche le condizioni operative come il carico e il moto applicato. Un altro aspetto fondamentale è legato all'ambiente circostante, come l'umidità e la sporcizia che modificano l'interfaccia tra i due corpi. Uno schema rappresentativo degli aspetti da tenere in considerazione è rappresentato in Figura 6. Per questo motivo quando si analizza un caso tribologico, si considera l'intero sistema.

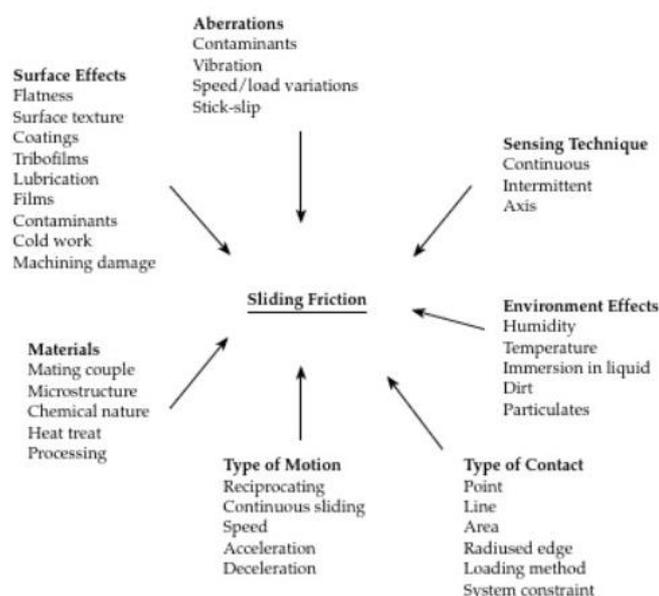


Figura 6 - Schema degli effetti che modificano l'attrito [8]

1.2 Lubrificazione

Per evitare l'usura e ridurre l'attrito, all'interno dei meccanismi vengono applicati i lubrificanti. Lo stato della materia dei lubrificanti può essere solido, liquido o aeriforme, di conseguenza si ha un'ampia varietà di materiali che possono essere utilizzati. Nell'ambito industriale la forma prevalentemente usata è quella liquida con gli oli lubrificanti. I lubrificanti sono definiti come sostanze con una bassa resistenza di taglio. Comunque, per certi casi particolari, difficilmente raggiungibili o che raggiungono alte temperature, i lubrificanti solidi e i grassi sono una scelta idonea. Tuttavia, per i lubrificanti solidi si hanno dei costi maggiori.

Le principali funzioni dei lubrificanti si possono riassumere in:

- Ridurre l'attrito e l'usura: si interpongono tra le superfici in movimento riducendone l'adesione e il coefficiente d'attrito
- Trasferire via il calore e allo stesso tempo ridurre il calore prodotto dall'attrito, come accennato nel capitolo precedente
- Formare un film protettivo sulle superfici per ridurre fenomeni come l'ossidazione, corrosione e di conseguenza l'usura
- Ripulire le superfici da prodotti nocivi e mantenerli in sospensione per portarli via dall'area di contatto
- Ridurre rumori e vibrazioni originati dal contatto

Tutte queste funzioni hanno l'obiettivo di aumentare la vita del componente, riducendo l'usura, e migliorare le performance dei meccanismi.

1.2.1 Tipologia di lubrificanti e le loro caratteristiche

Gli oli lubrificanti a loro volta si classificano in più gruppi. La principale classificazione è correlata alle modalità in cui vengono prodotte o le materie prime usate. Con questo tipo di classificazione si possono distinguere come principali esponenti:

- Lubrificanti minerali
- Lubrificanti sintetici
- Lubrificanti biologici

I **lubrificanti minerali** sono la categoria di lubrificanti maggiormente utilizzata in ambito industriale [1] e si producono a partire dal petrolio o l'olio crudo [5]. Per la formazione del lubrificante si procede con una serie di processi chiamati di raffinamento. Il petrolio viene sfruttato per l'ottenimento di combustibili come benzina, cherosene e diesel. La differenza del prodotto finale deriva dai processi di lavorazione effettuati come si denota dalla Figura 7.

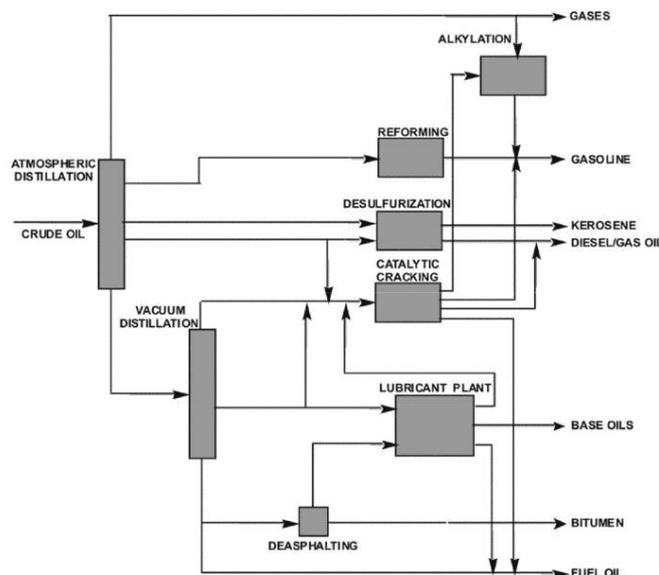


Figura 7 - Diagramma di flusso che indica un esempio di processi di raffinazione e prodotti derivati [5]

Per le limitazioni soggette alla materia prima e l'impatto ambientale collegato, si sta ricercando una diminuzione di questa tipologia di prodotti. I processi di raffinamento sono molteplici a seconda anche del tipo di lubrificante che si vuole ottenere. I principali trattamenti sono la distillazione in vuoto, de-asfaltatura, estrazione di solvente, deparaffinazione (dewaxing) con solvente e finitura [5], [7]. All'interno del petrolio recuperato dal terreno sono presenti contaminanti come metalli o sali metallici. Quindi nel petrolio si possono trovare una grande varietà di elementi anche con quantità misere come ppm. Il processo di raffinamento rimuove la gran parte degli elementi indesiderati all'interno del petrolio. Le eccezioni sono il carbonio, l'idrogeno, l'ossigeno, l'azoto e a volte si mantiene anche lo zolfo. Lo zolfo può essere mantenuto perché i composti a base di zolfo migliorano la stabilità dell'ossido [5]. Per modificare la struttura chimica degli oli minerali si possono attuare processi di idrogenazione e cracking idrogenante (hydrocracking). In questi trattamenti si possono rimuovere etero-atomi o convertire gruppi aromatici in strutture naftaleniche o paraffiniche [7].

Come strutture organiche presenti nell'olio crudo si hanno:

- Idrocarburi saturi come alcani (paraffine) e cicloalcani
- Idrocarburi insaturi come alcheni (olefine)
- Aromatici
- Asfalteni
- Resine ad alto peso molecolare
- Composti etero-organici con eteroatomi quale zolfo, azoto e ossigeno

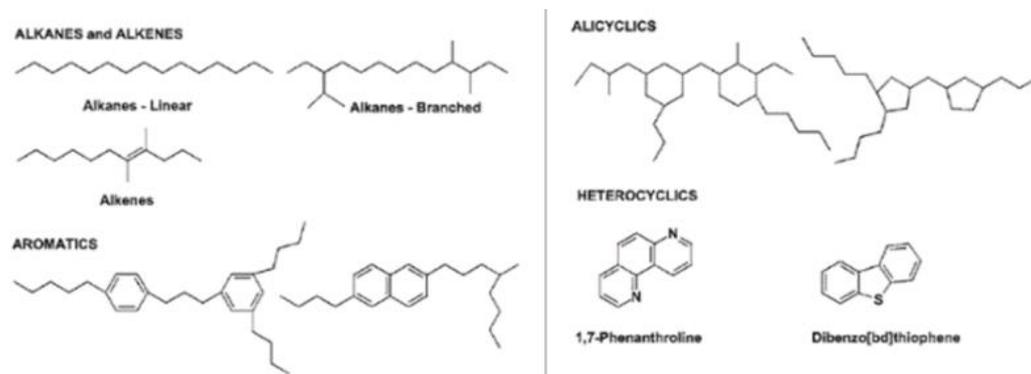


Figura 8 - Esempio delle strutture presenti nell'olio crudo [5]

I lubrificanti ottenuti sono a base di idrocarburi, la classificazione si concentra sulla famiglia di idrocarburo principale: paraffinico, naftalenico, aromatico. Nell'ambito industriale la natura del lubrificante non viene ben definita all'interno dei prodotti, una motivazione si può ritrovare nel fatto che per la scelta dell'olio ci si basa sulla viscosità e non sulla composizione [5]. La viscosità è la resistenza del fluido al flusso di taglio. Nei lubrificanti è un parametro fondamentale, soprattutto la sua relazione con la temperatura (indicata con l'indice di viscosità VI), la pressione esercitata e la velocità di scorrimento. La viscosità nel campo dei lubrificanti minerali dipende fortemente dalla struttura delle catene polimeriche, ad esempio per alti pesi molecolari si ottengono maggiori valori [2]. Tra le principali classi, tenendo in considerazione l'azione dei soli oli base senza additivi, si associa una viscosità maggiore solitamente agli oli paraffinici [2]. Nella pratica gli oli prodotti sono miscele delle tre classi di idrocarburi sopra citati, anche se chiamati con il nome di una certa famiglia questa si riferisce solamente alla percentuale maggiore presente. Quindi all'interno del lubrificante si ha l'insieme di differenti catene idrocarburiche, il peso molecolare medio è tra i 300 e i 600 g/mol [2]. Le proprietà ottenute dipendono non solo dalla composizione, ma anche dalla distribuzione del peso molecolare, ad esempio se la distribuzione è più stretta le proprietà derivate saranno più prevedibili [12].

In generale, tra le tre classi, quella più favorita è la paraffina che presenta maggiore viscosità [2], [5]. La struttura formata da catene di 15-30 atomi di carbonio può essere sia in versione lineare che ramificata (Figura 9-a,b). Uno svantaggio di questa classe è che ha una perdita nelle performance a basse temperature, poiché tende ad avere la formazione di cera; per evitarla si inseriscono additivi "pour point depressant" [5].

Come seconda scelta, si può optare per il naftalene. La struttura è composta da anelli di 5-6 atomi di carbonio, con attaccate ramificazioni che possono arrivare fino a 20 atomi di carbonio [2] (Figura 9-c). Al contrario delle paraffine, il naftalene ha buone proprietà a basse temperature, inoltre si riscontra una buona relazione tra viscosità e pressione. Ad ogni modo presenta una limitata stabilità all'ossidazione ed indice di viscosità [5].

L'impiego degli idrocarburi aromatici è limitato, perché presentano scarsa stabilità all'ossidazione e indice di viscosità. Tuttavia, hanno anche loro una buona relazione tra viscosità e pressione, buona stabilità termica e buona solubilità [5]. Come proporzione gli aromatici hanno percentuale intorno al 2% all'interno delle altre classi, comunque anche se in basse quantità sono fondamentali per i lubrificanti usati in condizione limite ("boundary condition") [6]. I composti etero-organici sono meno sfruttati per il fatto che hanno un'alta suscettibilità all'ossidazione e/o degradazione [5].

Nelle applicazioni si sfruttano i lubrificanti minerali soprattutto per il minor costo associato. Si deve tenere, però, in considerazione che possono esser presenti impurità all'interno degli oli. L'effetto delle impurità è la modifica delle proprietà dell'olio base. Gli effetti possono essere sia negativi, come ad esempio creare depositi che impediscono la lubrificazione, che positivi come l'azione di antiossidanti o il miglioramento del comportamento in caso di lubrificazione limite (boundary lubrication) [1]. Al di sotto è presente una figura che rappresenta le strutture delle classi principali (Figura 9) e una tabella che riassume e confronta le proprietà delle tre famiglie di lubrificanti minerali (Figura 10).

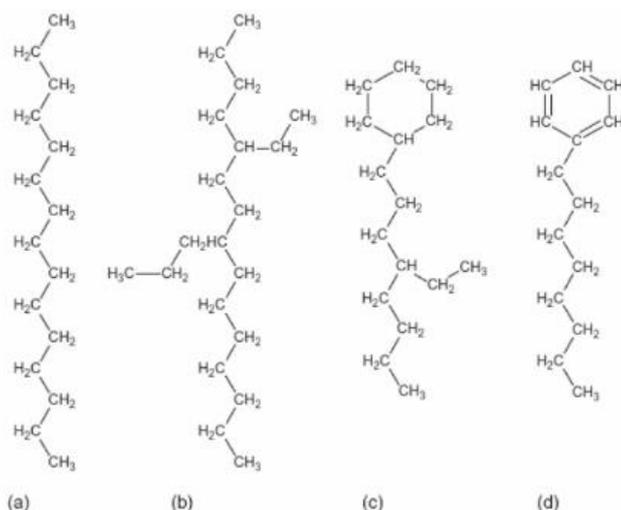


Figura 9 - Esempi di strutture delle molecole idrocarburiche: paraffina lineare (a), paraffine ramificata (b), naftalenica (c), aromatica (d) [2]

Property	Paraffinic	Naphthenic	Aromatic
Viscosity index	High	Low	Low
Density	Low	Low	High
Pour point	High	Low	Low
Volatility	Low	Medium	High
Flash point	High	Low	Low/medium
Oxidation stability	High	High	Low
Thermal stability	Low	Low/medium	High
Toxicity	Low	Low	Medium ^a
Elastomer compatibility	Shrink	Swell	Swell

^aCarcinogenic

Figura 10 - Tabella dove si confrontano le proprietà delle principali classi di lubrificanti minerali [12]

I **lubrificanti sintetici** sono un'altra alternativa apprezzata industrialmente per la funzione di lubrificazione. Si distinguono da quelli minerali perché non sono trattati in raffineria, anche se si hanno delle eccezioni come RLOP di Chevron [5]. Per la produzione, la materia prima usata è un derivante dal petrolio a basso peso molecolare. Le reazioni chimiche sono ad esempio alchilazione, polimerizzazione ed esterificazione. I lubrificanti sintetici si dividono in due macrogruppi: sintetici idrocarburi e altri fluidi.

Il primo gruppo comprende:

- Polialfaolefine (PAO)
- Polibutene
- Alchilbenzeni

Mentre il secondo gruppo include:

- Diesteri
- Esteri di polioli
- Esteri fosfatici
- Polialchilenglicoli
- Polissilossani (siliconi)
- Alcossilani (silicate ester)
- Polifenil eteri
- Perfluoroalchil eteri

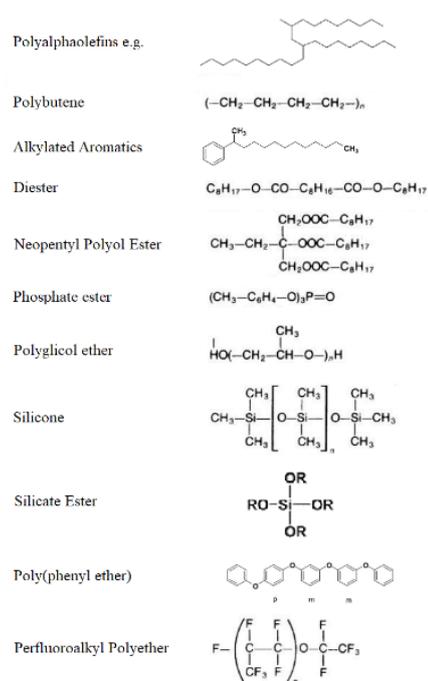


Figura 11 - Esempi delle strutture di lubrificanti sintetici, le immagini derivano da [1], [5], [6]

I lubrificanti sintetici hanno come proprietà una buona stabilità termica-ossidativa e chimica, e maggior resistenza ad alte temperature [5]. Avendo una struttura più controllata si possono amplificare proprietà come la relazione tra viscosità e temperatura, il maggior carico sopportabile, la resistenza alla corrosione, la colabilità, la biodegradabilità, la compatibilità con altri materiali, la solubilità degli additivi. Questo permette l'ottenimento di lubrificanti più performanti rispetto a quelli minerali e sviluppati maggiormente per uno specifico sistema.

La prima classe è rappresentata dagli idrocarburi sintetici. In ambito industriale sono considerati l'alternativa ai lubrificanti minerali, siccome condividono lo stesso tipo di struttura. La differenza risiede nella modalità in cui viene prodotta: partendo da monomeri di olefine tramite il processo di polimerizzazione si ottiene una composizione e struttura più controllata. Di conseguenza le proprietà derivate sono migliori rispetto alla controparte minerale. Il limite di questi oli risiede, comunque, nel legame carbonio-carbonio alla base della struttura che ha un'energia ridotta (85 kcal/mol) rispetto ad altri legami presenti in altri tipi di lubrificanti sintetici [6]. Uno dei principali esempi di idrocarburo sintetico sono le polialfaolefine (PAO), il polibutene e gli alchilbenzeni.

Le polialfaolefine sono gli idrocarburi maggiormente applicati nei campi industriali [13]. Per la formulazione di queste catene si hanno differenti processi come il processo a radicali liberi, catalisi di Ziegler o la catalisi cationica di Friedel-Crafts [5]. Sono favoriti per la struttura paraffinica, però rispetto ai lubrificanti minerali hanno ramificazioni lunghe e distribuzioni strette. In questo modo si garantiscono delle migliori proprietà ad alte e basse temperature, basso punto di colata (pour point), una minor volatilità e un maggior indice di viscosità [5].

Il polibutene si sfrutta nella forma anche di poliisobutene (PIB). Rispetto alle polialfaolefine ha una struttura più ramificata, ma con catene più corte [5], [13] ed ha una minore resistenza all'ossidazione [7].

Gli alchilbenzeni come struttura assomigliano ai lubrificanti minerali aromatici, tuttavia si distinguono per le migliori proprietà a basse temperature come il basso punto di colata. Sono buoni isolanti elettrici e tendenzialmente hanno indice di viscosità maggiore degli idrocarburi aromatici [5], [9]. In aggiunta hanno eccellente solubilità (solvency) e buona compatibilità con gli elastomeri [7].

Gli esteri sono una principale macro-famiglia dei lubrificanti sintetici, nell'ambito industriale sono favoriti per l'ampio range di temperature in cui possono essere usati [2]. Il gruppo estere ha una forza di legame maggiore rispetto a quello carbonio-carbonio, garantendo così alle alte temperature una maggior stabilità [6], [7], [13]. Inoltre, si ha un'eccellente relazione viscosità-temperatura e volatilità. Tuttavia, hanno reazioni di degradazione catalizzate da acidi, rendendoli più deboli all'ossidazione, a meccanismi idrolitici e termici [6] e in aggiunta può reagire con metalli o leghe contenenti rame o piombo [7]. Si vuole evitare l'idrolisi perché è la reazione inversa rispetto a quella per la formazione dell'estere, cioè si riformano i precursori iniziali. A parte il caso in cui è catalizzata da acidi, a basse temperature non è problematica perché la velocità di reazione è bassa [5], [9]. Un altro aspetto positivo è che per la polarità o affinità con superfici metalliche ossidate e

materiali non ferrosi, ha una maggior tendenza di formare uno strato adsorbito rispetto ai lubrificanti minerali o idrocarburi sintetici [9], [13]. Lo strato adsorbito è essenziale per applicazioni con lubrificazione limite. L'attrito prodotto in queste condizioni è influenzato dalla struttura, in particolare se è lineare o meno. Per risultati migliori si opta per quella lineare, comunque gli effetti dovuti all'estere sono minori rispetto ad additivi antiusura [13]. Pure la polarità dipende dalla struttura e anche dal peso molecolare e dai gruppi carbossilati [13]. Per effetto della polarità gli esteri sono compatibili con gli additivi, poiché sono prevalentemente polari. Inoltre, sono compatibili con oli minerali e gran parte dei sintetici, questo aspetto è utile per la formulazione di lubrificanti definitivi [5]. Per le applicazioni ad alte temperature la forma di esteri favorita sono gli esteri polioli [5]. Gli esteri fosfatici vengono sfruttati per le caratteristiche di buona resistenza al fuoco e per antiusura [5], [9].

I polialchilenglicoli (PAG) sono i primi lubrificanti sintetici realizzati e diffusi al mercato [13]. Sono caratterizzati da un'ampia versatilità, dovuta alla grande quantità di iniziatori e alla scelta di quale ossido alchilene partire. Questo aspetto permette l'ottenimento di un lubrificante con proprietà specifiche per un certo sistema, un esempio è che si può produrre un lubrificante solubile in acqua o in olio a seconda della struttura formulata [5], [13]. Inoltre, hanno ottime proprietà per applicazioni di lubrificazione limite: per la natura polare hanno grande affinità con i metalli, creando un film di lubrificante resistente anche ad alte pressioni [2], [13]. In aggiunta, hanno un'alta temperatura di decomposizione e una bassa tossicità, determinando sbocchi produttivi nel campo farmaceutico e alimentare [2], [7]. Però per applicazioni ad alta temperatura in aria, anche se hanno una buona stabilità termica, è necessaria l'implementazione di antiossidanti per la bassa stabilità all'ossidazione [5], [13].

I siliconi, conosciuti come polissilossani, sono un altro dei maggiori esponenti dei lubrificanti sintetici per ambiti con temperature estreme [5], [6]. Quelli principalmente usati sono i dimetil siliconi e i fenil metil siliconi [6], [7]. La struttura è caratterizzata da legami silicio-ossigeno e legami silicio-carbonio. Le principali caratteristiche sono l'estrema inerzia chimica ed anche elettrica, la buona stabilità termica, la bassa volatilità, la bassa tensione superficiale, l'immiscibilità con gran parte degli oli, la dipendenza delle proprietà a basse temperature e la proprietà autoestingente con la produzione di ceneri di silice [2], [5], [6], [7], [9]. Nella messa in pratica, i siliconi si sfruttano per casi idrodinamici: essendo inerti hanno scarsa interazione con la superficie e scarse proprietà antiusura, perciò non sono adatti per condizioni limite [1], [6], [9]. Il principale svantaggio dei lubrificanti siliconici è che sono dispendiosi [5].

Gli alcossilani (silicate ester) rispetto ai siliconi non hanno legami tra silicio e carbonio, ma solo il gruppo silicio-ossigeno. Come principali caratteristiche hanno eccellenti proprietà a basse ed alte temperature, bassa volatilità, eccellenti proprietà dielettriche. Come limite, però, possiede una bassa stabilità idrolitica; quindi, si evitano applicazioni dove è presente umidità [5].

I polifenil eteri (PPE) sono tre o più gruppi benzenici collegati da atomi d'ossigeno in una catena lineare. Come visto nel caso dei lubrificanti minerali, il gruppo aromatico affetta negativamente l'indice di viscosità [7], ciononostante si sfruttano per i casi di lubrificazione limite [6].

Per superare il limite interposto dal legame carbonio-carbonio, si possono inserire etero atomi come cloro e fluoro che migliorano la stabilità, aumentando però i costi di produzione [6]. I perfluoroalchil eteri (PFPE) sono tra le più promettenti classi per applicazioni ad alte temperature. Oltre all'ampia stabilità all'ossidazione e alle alte temperature, presentano l'infiammabilità e resistenza alla gran parte degli agenti corrosivi come acidi e alcali [5], [6], [7], [9]. La stabilità è dovuta dalla presenza del fluoro, che ha un'alta elettronegatività rispetto agli atomi presenti nelle catene idrocarburiche [5]. Caratterizzati da una densità quasi doppia rispetto gli altri idrocarburi, sono immiscibili con gran parte degli oli base [7]. Le applicazioni dei perfluoroalchil eteri sono solo nel campo aerospaziale, causa di questo aspetto anche il loro alto costo [5].

Nella pratica non si ha sempre il lubrificante puro con un solo tipo di struttura, ma si possono miscelare più oli. In questo modo si ottiene il raggiungimento di proprietà differenti e migliorate rispetto a quelle presenti nella sola base. Il maggior limite dei lubrificanti sintetici deriva dai costi maggiori rispetto la controparte minerale. I costi derivano sia dalla materia prima che dal processo produttivo e variano a seconda del tipo di lubrificante prodotto [5].

I **lubrificanti biologici** derivano da risorse naturali come animali e piante. Negli ultimi anni è aumentato l'interesse verso questi tipi di lubrificanti, soprattutto per l'alto grado di biodegradabilità. Per la questione dell'impatto ambientale, a livello del governo si hanno più incentivi nella loro applicazione. È correlato anche l'aspetto che i lubrificanti minerali e sintetici hanno un minor grado di biodegradabilità, limitato anche dagli additivi aggiunti [5], e il riciclo rappresenta un certo costo. Se non attraverso il riciclo, la disposizione del lubrificante usato può essere rivolta a trattamenti di bruciatura o per vie illegali, che impattano l'ambiente. Come lubrificanti si possono usare grasso di animale oppure oli vegetali come olio di semi di girasole, olio di soia, olio di colza. Le proprietà positive di questi oli sono bassa volatilità e non tossicità. L'indice di viscosità degli oli vegetali è maggiore rispetto ai minerali [5]. Però hanno minor stabilità all'ossidazioni e scarse proprietà a basse temperature [5], [6], [12].

Come accennato, si hanno più similitudini tra i lubrificanti minerali e quelli sintetici. Per spiegare in modo più efficace le differenze, si ha il caso del confronto tra una polialfaolefina (PAO) e un lubrificante minerale riportata in [5]. Si è scelta la polialfaolefina perché rappresenta la controparte paraffinica nei lubrificanti sintetici. Osservando la Figura 12, è rappresentata una cromatografia a gas che mostra le differenze composizionali dei due soggetti. Come si denota, il lubrificante sintetico ha una distribuzione più stretta, precisa e controllata del corrispettivo lubrificante minerali. Di conseguenza, questi materiali all'atto pratico hanno una struttura ben definita o, comunque, strutture con proprietà prevedibili. In contrapposizione i lubrificanti minerali sono miscele complesse con caratteristiche meno definite, per la presenza all'interno di catene naftaleniche e aromatiche. In questo modo si spiega il divario degli attributi degli oli sintetici rispetto a quelli minerali. Con l'assenza di componenti a basso peso molecolare e a basso punto di ebollizione si ottiene una minor volatilità, maggior stabilità termica ed in generale migliori performance [2], [5]. In questo caso si osserva una polialfaolefina, però si riporta che la gran parte lubrificanti sintetici hanno maggiore indice di viscosità, ad eccezione di clorofluorocarburi, polifenile etere e perfluoroalchilietere [6]. Per questo motivo, la richiesta dei lubrificanti sintetici è in aumento, mentre quella dei minerali è stagnante [5]. Un'alternativa per mitigare i costi è miscelare insieme queste due categorie differenti di lubrificanti.

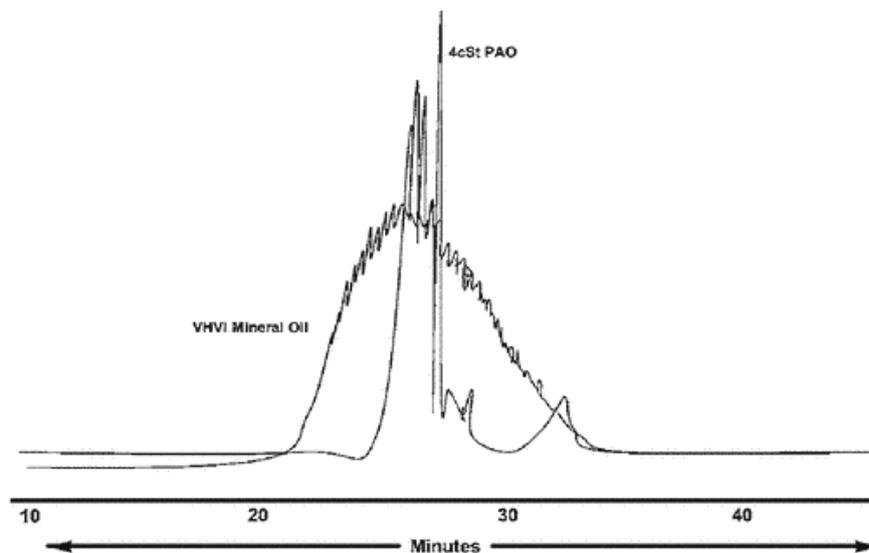


Figura 12 - Cromatografia a gas di un lubrificante minerale e una polialfaolefina (PAO) [5]

I confronti precedentemente esposti considerano solo la base del lubrificante. Nella pratica i lubrificanti sono prodotti da miscele di più oli e soprattutto sono inseriti degli additivi. Di conseguenza, anche se si partono dalle stesse basi le proprietà finali possono risultare molto differenti, rendendo complesso un loro effettivo confronto. Gli additivi sono al giorno d'oggi una parte essenziale dei lubrificanti. La struttura degli additivi è quasi sempre organica o organometallica [1]. La funzione degli additivi può essere quella di aumentare le proprietà già esistenti oppure di impartirne di nuove. A seconda della loro funzione si suddividono in due principali categorie: modificatori delle proprietà fisiche e chimiche del lubrificante e modificatori delle proprietà della superficie [7]. Nel primo caso come proprietà fisiche del lubrificante si intende la viscosità, demulsività, proprietà a basse temperature, riduzione del punto di scorrimento (pour point depressant), limitare la generazione di schiuma (antifoam agent). Mentre le proprietà chimiche sono ad esempio la stabilità all'ossidazione. Invece, nel caso della superficie si considerano gli additivi che riducono l'attrito, hanno azione di antiusura, resistenza ad altre pressioni (detti additivi extreme pressure EP), resistenza alla corrosione. Gli additivi della seconda categoria sono quelli principalmente utilizzati. Con l'azione di modificare la superficie migliorano le proprietà, in particolare nel caso di antiusura si forma uno strato protettivo che può essere di tipo organico, metal-organico o con sali metallici; nel caso di extreme pressure si forma corrodendo la superficie uno strato spesso di sali metallici con alta temperatura di fusione che evita il contatto tra le superfici [6].

Non tutte le proprietà possono essere modificate tramite l'inserimento di additivi. Le proprietà che non vengono influenzate sono volatilità, proprietà di rilascio dell'aria, stabilità termica, conducibilità termica, compressibilità, punto di ebollizione [7]. Nel lubrificante definitivo le percentuali di additivi si aggirano dall'1 al 25%. L'azione degli additivi, comunque, può alterare sostanzialmente il comportamento del lubrificante. Un esempio di composizione del lubrificante è rappresentato in Figura 13.

Function	Component	Concentration (wt%)
Base oil (mineral or synthetic)		75–95
Friction and wear	VI improver	0–6
	Antiwear additive	0.5–2
	Friction modifier	0–2
	Corrosion inhibitor	0–1
Contamination/cleanliness	Antioxidant	0–1
	Dispersant	1–10
	Detergent	2–8
Maintain fluid properties	Pour-point depressant	0–0.5
	Anti-foam additive	0–0.001

Figura 13 – Tabella con tipica composizione di un lubrificante per l'industria automobilistica [2]

Ad ogni modo, la composizione degli oli di base influisce sull'abilità nel dissolvere-interagire con gli additivi. Le proprietà che si osservano per questo aspetto sono la solubilità (solvency) e la polarità [12]. Quindi con basi differenti, l'effetto degli additivi sarà anch'esso differente. Ad esempio, nel caso dei lubrificanti minerali le catene lineari hanno una solubilità minore rispetto a quelle cicliche. La solubilità affetta, inoltre, la stabilità del lubrificante [12]. Oltre ad influenzare l'effetto degli additivi, queste proprietà sono essenziali per le interazioni con i contaminanti e con la superficie del corpo.

Con l'inserimento degli additivi all'interno dei lubrificanti si ha una grande varietà di elementi. Nella tabella sottostante sono stati inseriti gli elementi principali e i loro effetti all'interno del sistema.

Element	Compounds	Performance/Application
Boron (B)	Borax and esters	Anti-wear agents, oxidation inhibitors, deodorant cutting oils, greases, brake fluids
Barium (Ba)	Sulfonates, phenates, dialkyl phosphates, phosphonates, and thiophosphonates	Detergent inhibitors, corrosion inhibitors, detergents, rust inhibitors, ATFs, greases
Calcium (Ca)	Sulfonates, phenates, carboxylates, and salicylates	Detergents, detergent inhibitors, dispersants
Cadmium (Cd)	Dialkyl dithiophosphates	Steam turbine oils
Chromium (Cr)	Salts	Grease additives
Copper (Cu)	Carboxylates, dithiocarbamates, and dialkyl dithiophosphates	Oxidation inhibitors, engine oils
Fluorine (F)	Fluorocarbons, fluoro-esters	Base fluids
Mercury (Hg)	Organic compounds	Bactericide in cutting oil emulsion
Magnesium (Mg)	Sulfonates and phenates	Detergents inhibitors
Molybdenum (Mo)	Molybdenum disulfide (MoS ₂), dibutylidithiocarbamate, and alkyl phosphate	Greases, extreme-pressure additives
Nickel (Ni)	Cyclopentadienyl complexes	Antiwear agents, carbon deposit control, improved lubrication and combustion
Phosphorus (P)	Metal dialkyl dithiophosphates	Oxidation inhibitors, anti-wear agents, rust inhibitors
Lead (Pb)	Naphthenate	Extreme-pressure agent, greases, gear oils
Antimony (Sb)	Dialkyldithiocarbamates. Dialkyl phosphorodithionates	Antiwear/extreme-pressure agents, oxidation inhibitors
Selenium (Se)	Selenides	Oxidation inhibitors, bear corrosion control
Silicon (Si)	Silicone polymers	Foam inhibitors, base fluids
Tin (Sn)	Organic compounds	Anti-scuffing additives, metal deactivators
Zinc (Zn)	Dialkyl dithiophosphates, dithiocarbamates, and phenolates	Oxidation inhibitors, corrosion inhibitors, anti-wear additives, detergents, extreme-pressure additives, engine oils, hypoid gear lubricants, greases, turbine oils, ATFs, brake fluids

Figura 14 – Tabella con elementi presenti nei lubrificanti e relativi ruoli [5]

1.2.2 Proprietà fondamentale dei lubrificanti

Un aspetto fondamentale da considerare dei lubrificanti è la viscosità. Come accennato in precedenza, la viscosità è la resistenza del fluido allo sforzo di taglio. Questa relazione si può descrivere con la legge di Newton, considerando due superfici con all'interno un fluido che scorrono tra loro con una certa velocità:

Equazione 5 - Legge di Newton della viscosità [6], [12]

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} = \eta \dot{\gamma}$$

Con τ lo sforzo di taglio da applicare per muovere le superfici, che è pari al prodotto tra la viscosità (η) per la derivata della velocità (v) lungo lo spessore del lubrificante ovvero nella direzione ortogonale allo scorrimento delle superfici (y). La viscosità è influenzata da più parametri; i principali sono la temperatura, la pressione, la velocità di taglio. Durante l'applicazione alle temperature e pressioni operative, la viscosità deve modificarsi il meno possibile. Se venissero applicate alte forze di taglio non dovrebbe né temporaneamente né permanentemente ridursi. Il grado di variazione della viscosità è determinato dalla struttura chimica del fluido, dalle forze intermolecolari e dal peso molecolare [6]. Catene più lunghe e con maggior peso molecolare hanno una minor variazione della viscosità. Lo spessore dello strato di lubrificante deriva anch'esso da η : con valori maggiori si ottiene uno strato più spesso, così si separano in modo più efficace le superfici. Inoltre, si preferisce una maggior viscosità per limitare la generazione di vibrazioni e rumori [14]. Tuttavia, in questi casi si ha un maggior dispendio energetico per muovere i componenti, data la maggior resistenza al taglio del lubrificante [1].

Con l'aumento della temperatura, in generale, si riscontra un abbassamento della viscosità. Ciò può essere dovuto dalle forze intermolecolari all'interno del lubrificante che ne influenzano il valore: con una maggior temperatura si ha un'espansione del liquido che allontana tra loro le catene riducendone le interazioni [6]. La relazione tra temperatura e viscosità si può descrivere con la legge:

Equazione 6 - Relazione tra viscosità e temperatura [12]

$$\eta(T) = \eta_{40} * e^{-\beta(T-40)}$$

Nella relazione si considera un valore di riferimento (η_{40}), che corrisponde alla viscosità ad una temperatura di 40°C. Il parametro β indica la dipendenza della viscosità alla temperatura, il suo valore è contenuto tra 0.005 e 0.007 e dipende dal tipo di lubrificante base. Osservando l'equazione si distingue una dipendenza di tipo esponenziale. Per descrivere in modo più semplice ed efficace la dipendenza con la temperatura si opera l'utilizzo dell'indice di viscosità (VI), introdotto nel 1928 [7] da Dean e Davis [1]. L'indice di viscosità è un parametro empirico che descrive la sensibilità alla temperatura. Per bassi valori di VI si ha una maggior variazione, e quindi sensibilità, della viscosità nei confronti della temperatura. Per calcolarlo si considerano due famiglie come punto di riferimento: VI 100 per i paraffinici, VI 0 per i naftalenici. Per il calcolo si ha l'equazione:

Equazione 7 - Formula per il calcolo dell'indice di viscosità [5]

$$VI = \frac{L - U}{L - H} * 100$$

Nell'equazione i parametri indicano le viscosità degli oli a 40°C, in particolare L è il lubrificante con VI pari a 0, H è quello con VI pari a 100 ed infine U è il lubrificante di cui si vuole calcolare VI. La scelta dei valori di H e L si procede cercando i lubrificanti che hanno stesso valore di viscosità a 100°C di quello analizzato come mostrato in Figura 15. Per trovare tali valori si utilizzano solitamente delle tabelle come quelle contenute in ISO 2909 e ASTM D2270 [2], un esempio si può ritrovare nei libri [1], [5] o nella norma BS 4459:1978 che però è stata sostituita [15]. Con l'indice di viscosità si può rappresentare il comportamento nel range di temperatura compreso tra i 40°C e i 100°C. Se l'applicazione è al di fuori di quel range, l'indice non è più affidabile. Con lo sviluppo dei lubrificanti sintetici si hanno valori dell'indice di viscosità VI maggiore del limite inizialmente posto pari a 100. I lubrificanti con valori così alti sono favoriti nel caso in cui si abbia un ampio range di temperatura [12]. Usando additivi ad alto peso molecolare e lunghe catene si può alterare l'indice di viscosità. Il motivo per cui gli additivi hanno effetto è che con l'aumento della temperatura, conseguono un aumento della solubilità. [6]

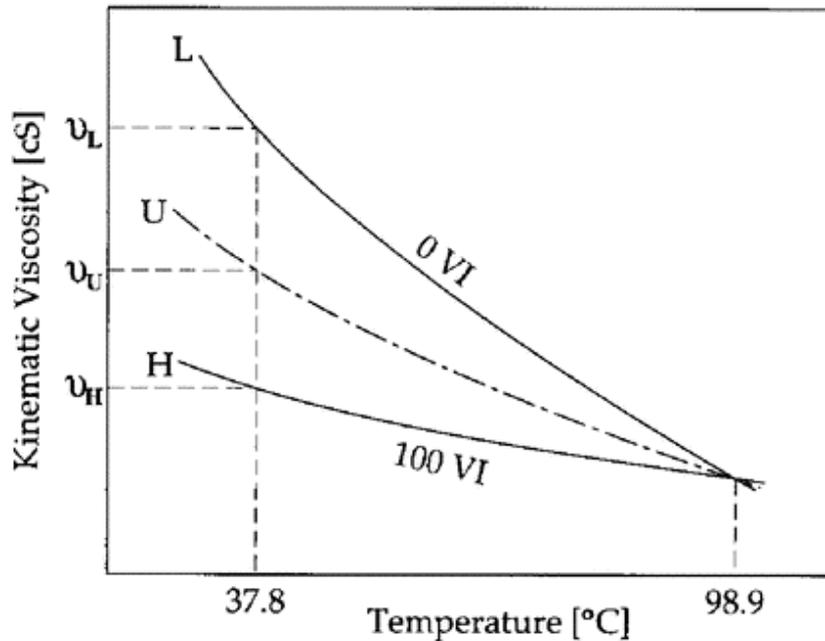


Figura 15 - Esempio di curva viscosità- temperatura di lubrificante di riferimento e lubrificanti con VI pari a 0 e 100, con indicazione dei parametri per il calcolo dell'indice di viscosità [1]

Con la temperatura la viscosità ha una relazione di tipo inverso; invece, con la pressione si ha il caso opposto. La relazione tra la viscosità e la pressione si può descrivere in più modalità, le versioni principali sono rappresentate nelle equazioni sottostanti:

Equazione 8 - Relazioni tra viscosità e pressione, a sinistra da [3] 29.] a destra l'equazione di Barus da [2], [6]

$$\eta(p) = \eta_1 * e^{\alpha(p-p_1)} \quad \eta(p) = \eta_0 * e^{\alpha(p)}$$

Nella prima formula p_1 è pari a 1 bar e η_1 è la viscosità correlata. La seconda deriva dal modello di Barus, dove si considera η_0 la viscosità a pressione atmosferica. Il coefficiente α è costante e dipende dalla temperatura, dalla struttura e dalla composizione del lubrificante. Per i lubrificanti minerali si è sviluppata una relazione empirica, derivata da Wooster [1], che correla il coefficiente alla viscosità η_0 [mPa], con valori ottenuti nell'ordine di $2 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ [6]:

Equazione 9 - Relazione di Wooster per il calcolo del coefficiente α [1], [2]

$$\alpha \approx (0.6 + 0.965 \log_{10} \eta_0) * 10^{-8}$$

Con un abbassamento di temperatura si ha un aumento del coefficiente [7]. La proporzionalità diretta tra viscosità e pressione si può spiegare dal fatto che la pressione ha l'azione di avvicinare tra loro le molecole. In questo modo si ha un aumento delle interazioni intermolecolari di tipo van der Waals [5]. L'aumento della viscosità con la pressione può essere indesiderato, perché per carichi alti e concentrati, come nei contatti non conformi, il lubrificante si può comportare da solido [6].

Infine, la viscosità dipende anche dalla velocità di taglio. La velocità di taglio (shear rate) $\dot{\gamma}$ corrisponde al gradiente di velocità delineato nell' Equazione 5. Nel caso di fluidi newtoniani la viscosità non dipende dalla velocità di taglio, mantenendo un valore costante. Ma ci sono fluidi che possiedono un comportamento differente e vengono influenzati da tale parametro. Esistono più tipologie, i lubrificanti sono in genere descritti nel gruppo degli pseudoplastici [12]. Gli pseudoplastici hanno una proporzionalità inversa con la velocità, come nel caso della viscosità dei lubrificanti con la temperatura. La spiegazione del fenomeno si può ricondurre alla microstruttura del lubrificante: applicando uno sforzo di taglio si allineano le catene riducendo

la resistenza allo sforzo di taglio [6]. La perdita di viscosità è generalmente reversibile, togliendo la velocità di scorrimento applicata, il lubrificante ritorna ai suoi valori originali. Tuttavia, si hanno casi di perdita permanente dove lo sforzo di taglio rompe la struttura del lubrificante, che non torna più alla viscosità originaria [5], [6].

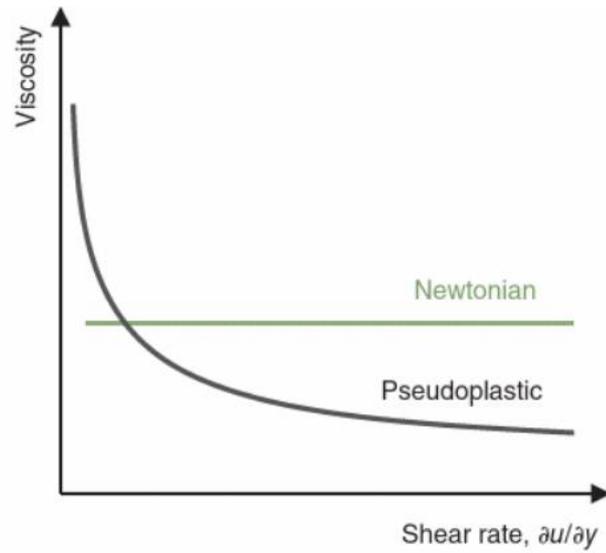


Figura 16 – Curva esempio di viscosità-velocità di taglio di un fluido newtoniano ed uno pseudoplastico [12]

1.2.3 Lubrificanti in utilizzo

Dopo aver trattato la microstruttura, la composizione dei lubrificanti e i parametri fondamentali si osservano i differenti casi in utilizzo. Nella pratica si distinguono diversi regimi di lubrificazione. La distinzione dipende dal carico applicato, le velocità di scorrimento e la viscosità del lubrificante. Queste variabili incidono sul coefficiente di attrito in opera e lo strato di lubrificante creato tra i corpi in movimento. Per rappresentare la dipendenza con i parametri di processo, si usano le curve di Stribeck, raffigurate in Figura 17.

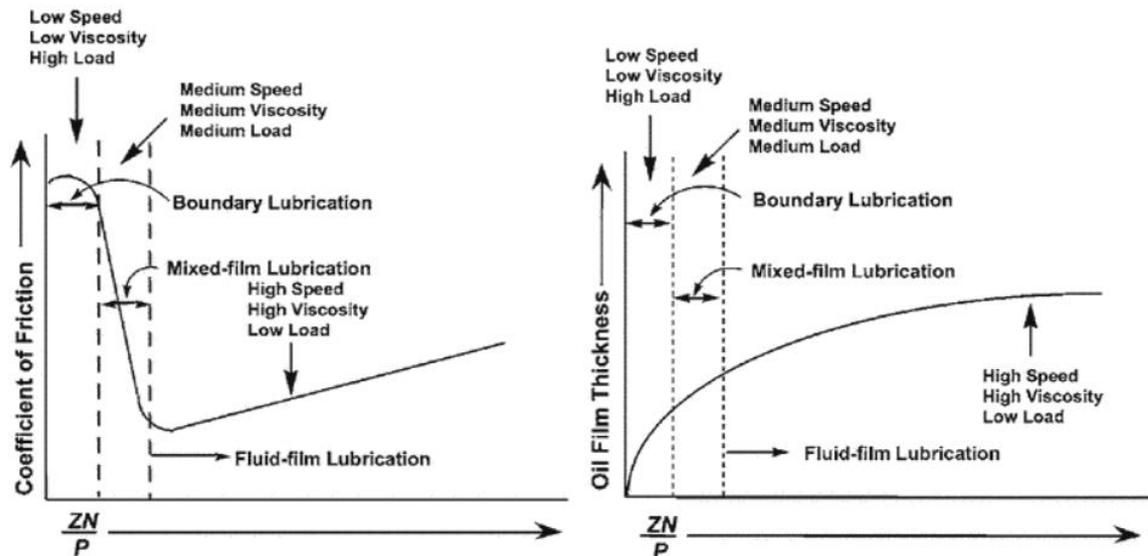


Figura 17 – Curva di Stribeck: a sinistra coefficiente d’attrito-parametri operativi, a destra spessore del film di lubrificante-parametri operativi [5]

La curva è specifica al tipo di lubrificante, nella sua rappresentazione si considera la temperatura costante. Osservando la figura si usa come asse delle ascisse il prodotto tra la viscosità (Z) e la velocità (N), il tutto diviso per il carico normale (P). In questo modo si può determinare che per alti carichi si ottiene un maggior coefficiente d’attrito e uno strato più fine, mentre per alte velocità o viscosità si garantisce uno strato di lubrificante maggiore ed inizialmente una riduzione del coefficiente d’attrito. La crescita del coefficiente d’attrito a seguito dell’aumento di velocità è determinata dall’aggiunta all’attrito esterno del contributo dell’attrito interno del lubrificante.

Dalla curva si distinguono tre principali sezioni che sono:

- Lubrificazione fluida (fluid-film lubrication)
- Lubrificazione mista (mixed-film lubrication)
- Lubrificazione limite (boundary lubrication)

Oltre ai tre principali regimi si hanno situazioni alternative come la lubrificazione idrostatica, dove le superfici sono statiche o hanno piccoli movimenti relativi tangenziali e sono separate da uno spesso strato di lubrificante. In questo fenomeno si ha un basso attrito, la capacità di sopportare alti carichi, l’assenza di usura e la capacità di attenuare le vibrazioni. Il caso idrostatico corrisponde a pochi meccanismi ad esempio ai cuscinetti statici. Nelle macchine industriali i principali sistemi rientrano nella classe di interazioni dinamiche e perciò nei tre regimi sopra elencati.

La lubrificazione fluida è chiamata anche regime idrodinamico ed è presente nei casi in cui si hanno bassi carichi applicati. Nella pratica è il sistema più desiderabile, poiché le superfici sono separate da uno spesso strato di lubrificante. Lo spessore del film ha uno spessore stimato di 2-100 micrometri che corrisponde ad un valore pari a più volte la rugosità della superficie [6]. In questo regime, il comportamento del lubrificante deriva dalle sue proprietà reologiche e si possono raggiungere valori di coefficiente d’attrito più ridotti. La pressione idrostatica causa una piccola distorsione elastica della superficie, quindi si possono approssimare i componenti come corpi rigidi [2]. Un principale esempio di lubrificazione fluida si ha con i cuscinetti del giornale detti anche portanti (journal bearing).

All’interno della classe di lubrificazione idrodinamica si ha il caso particolare denominato lubrificazione elasto-idrodinamica (EHD o EHL). Si presenta con i contatti hertziani come i contatti di linea e di punto, ovvero dove è presente un’alta pressione di contatto concentrata, che genera un aumento di viscosità. Lo strato

del lubrificante si riduce a 0.01-5 micron [6], causando una deformazione elastica della superficie che non è più trascurabile [2]. Questo regime si può avere in ingranaggi o in elementi rotanti.

La lubrificazione limite rappresenta l'estremo opposto della curva di Stribeck. Si presenta per condizioni di alti carichi e basse velocità. Lo strato di film perde spessore, coprendo la superficie solo con qualche strato molecolare [7], arrivando a spessori massimi di decine di nanometri [9]. Le asperità delle superfici entrano in contatto e per l'alta pressione le forze idrodinamiche saranno insufficienti per mantenere un film continuo di lubrificante [2]. Per questo motivo si ha la mancanza di un'efficace lubrificazione, la presenza di contatto metallo-metallo che, se non controllato, conduce ad usura e frattura del componente. Rispetto al regime di lubrificazione fluida, la viscosità è quasi ininfluenza, mentre acquistano importanza le interazioni chimiche e fisiche con la superficie del corpo [6]. Per questo caso si formulano lubrificanti ad hoc, detti boundary lubricant, con sostanze tensioattive o che reagiscono proteggendo la superficie con i prodotti delle reazioni [7]. Degli additivi inseriti per casi di lubrificazione limite sono additivi antiusura resistenti alle alte pressioni (extreme pressure EP), in modo da limitare i danni al componente. Anche perché essendo maggiore l'attrito, si ha un maggior riscaldamento della superficie. L'alta temperatura può indurre variazioni superficiali e la perdita di efficienza degli additivi come quello di protezione dall'usura, generalmente tali additivi sono efficaci fino ad un massimo di 250°C [5].

La lubrificazione mista è la via di mezzo tra le due categorie di cui sopra. Come condizione rappresenta un'area grigia poiché si ha la combinazione dei casi estremi di lubrificazione fluida e limite [6]. In questo sistema il lubrificante non garantisce una perfetta separazione delle superfici. Di conseguenza l'area superficiale si distingue in aree di contatto metallo-metallo e aree coperte con un parziale film di lubrificante idrodinamico. Si può verificare durante la partenza o la frenata di macchine lubrificate idrodinamicamente.

La curva di Stribeck può venir descritta con un parametro legato al film di lubrificante Λ che è pari a:

Equazione 10 – Relazione del parametro del film lubrificante [12]

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{qA}^2 + R_{qB}^2}}$$

Nella formula h è lo spessore del lubrificante e R_{qA} e R_{qB} sono la rugosità delle superfici in contatto.

Nella curva di Stribeck con il parametro Λ , rappresentato nella Figura 18, sono compresi i tre regimi di lubrificazione.

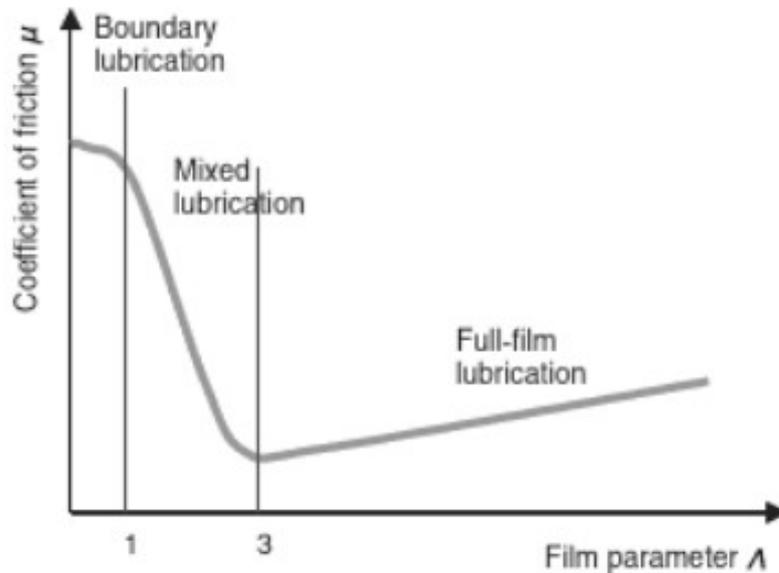


Figura 18 – Curva di Stribeck del coefficiente di attrito in funzione di Λ [12]

I valori tipici identificativi per ogni regime sono: [9], [12]

- Lubrificazione limite $\Lambda < 1$
- Lubrificazione mista $1 < \Lambda < 3$
- Lubrificazione elastoidrodinamica $3 < \Lambda < 10$
- Lubrificazione fluida $5 < \Lambda < 100$

Confrontando le curve da Figura 17 e Figura 18, si denota che il modello è, comunque, analogo all'altro. La corrispondenza risiede dalla dipendenza dello spessore (h) alle condizioni operative (carico P e velocità Z applicati), la geometria del contatto e le proprietà del lubrificante (viscosità N) [12]. Una rappresentazione più esplicativa dei differenti regimi è ritratta in Figura 19, con annesso lo spessore indicativo del lubrificante (h).

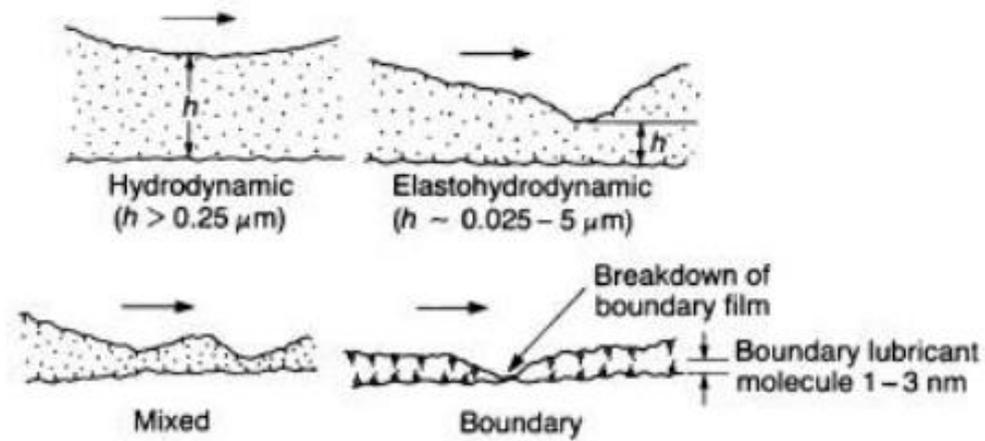


Figura 19 - Rappresentazione schematica dei differenti regimi di lubrificazione [6]

1.2.4 Analisi lubrificanti del caso studio

Il fulcro della tesi si basa sull'analisi dell'effetto dei lubrificanti impiegati per la movimentazione degli azionamenti delle macchine per la produzione di bottiglie in vetro. È approccio comune che i produttori di impianti indichino gradi e classi di prodotti lubrificanti adatti all'impiego negli impianti forniti; tuttavia è possibile che l'utilizzatore finale non si attenga alle disposizioni, anche a seconda delle forniture abituali e agli stock già presenti o che tenda ad uniformare l'impiego dello stesso lubrificante su più macchine magari con specifiche costruttive diverse. Acquisire conoscenza delle prestazioni in esercizio di un maggior numero di lubrificanti è un punto di forza per la progettazione e la successiva assistenza e manutenzione degli impianti. La preferenza sulla tipologia del lubrificante, ovvero tra le categorie sintetico o minerale, dipende per lo più dalla filosofia dell'azienda acquirente e dalle loro risorse. Per la tesi i lubrificanti selezionati da esaminare sono quelli più utilizzati dall'azienda per lo specifico macchinario, presentato nell'introduzione del caso studio Figura 1. Come esponente della categoria dei lubrificanti minerali si ha Gulf Harmony AW-68. Mentre per i lubrificanti sintetici si impiega Klubersynth HM2-220.

Il lubrificante Gulf Harmony è descritto nella scheda come un olio idraulico antiattrito ad alte prestazioni. Il numero 68 indica l'indice di viscosità secondo la normativa ISO, che corrisponde al valore di viscosità in centistokes [cSt] a 40°C. La composizione dell'olio non è specificata all'interno delle schede tecniche. È descritto come olio minerale altamente raffinato con additivi, in particolare per la sua classe di viscosità sono inseriti additivi antiattrito a base di zinco ad alta stabilità termica. Si ha un accenno come caratteristiche di eccellente stabilità ossidativa, protezione da ruggine, da corrosione e usura, buona separazione dall'acqua.

Il Klubersynth HM2-220 è un lubrificante sintetico selezionato per l'impiego nelle vetriere. Le caratteristiche principali identificate dall'azienda produttrice è la capacità di adattarsi ad alte temperature con una bassa volatilità. Inoltre, specificano buona proprietà di penetrazione, veloce formazione del film di lubrificante, assenza di particelle solide per evitare sedimentazioni, eccellente abilità nella separazione dall'acqua. Anche in questo caso non si ha una descrizione della composizione approfondita, si accenna nella scheda la presenza di esteri e idrocarburi sintetici. La massima temperatura di servizio è 250°C e nel test Four-ball EP ha carico di welding maggiore-uguale a 2200 N.

Nella tabella sottostante sono elencate le caratteristiche principali degli oli lubrificanti derivate dalle schede tecniche e di sicurezza.

Tabella 1 - Caratteristiche principali dei lubrificanti esaminati, i valori sono presi dal data sheet e la scheda di sicurezza [16], [17], [18], [19]

	Gulf Harmony AW-68	Klubersynth HM2-220
Densità [Kg/l]	0.8824 @15°C	0.92 @20°C
Viscosità cinematica a 40 °C [cSt]	68.2	220
Viscosità, cinematica a 100°C [cSt]	8.9	25
Punto di infiammabilità [°C]	240	>250
Punto di scorrimento [°C]	-24	-

Riprendendo i valori di viscosità, sfruttando le indicazioni descritte nel capitolo 1.2.2, si può procedere con una stima del valore dell'indice di viscosità VI. Prendendo in considerazione la viscosità cinematica a 100°C tramite la tabella presente nella norma BS 4459:1978, si ricavano come valori di L e H:

Tabella 2 - Valori di L e H dei due lubrificanti esaminati ricavati da [15]

	L	H
Gulf Harmony AW-68	120.9	69.94
Klubersynth HM2-220	736.5	320.9

Immettendo i valori nell' Equazione 7 con U pari alla viscosità cinematica a 40°C del lubrificante (valore presente in Tabella 1), i risultati ottenuti per l'indice di viscosità sono:

Tabella 3 - Indice di viscosità calcolata con Equazione 7 dei lubrificanti esaminati

	VI
Gulf Harmony AW-68	103
Klubersynth HM2-220	117

Per sicurezza i valori dei parametri L, H derivati dalla norma sono stati confrontati con le tabelle inserite nei libri [1], [5] e si conferma una loro corrispondenza. Per completezza nella norma riporta anche un altro approccio per il calcolo dell'indice di viscosità nel caso il risultato sia maggiore di 100. In questa situazione la norma si sfrutta una differente formula per VI che è:

Equazione 11 - Relazione dell'indice di viscosità per lubrificanti con valore di VI maggiore di 100 [15]

$$VI = \frac{10^N - 1}{0.00715} + 100$$

Dove il parametro N si calcola usando U che è la viscosità del lubrificante a 40°C, Y che è la viscosità dello stesso lubrificante a 100°C e H che è la viscosità del lubrificante con VI 0. Anche in questo caso il valore di H si estrapola dalle tabelle associando la viscosità cinematica a 100°C. La formula del calcolo di N è:

Equazione 12 - Formula per il calcolo del parametro N [15]

$$N = \frac{\log H - \log U}{\log Y}$$

In questo modo i valori dell'indice di viscosità ricavati sono:

Tabella 4 - Valori dell'indice di viscosità calcolati con Equazione 11 dei lubrificanti selezionati

	VI
Gulf Harmony AW-68	103.8
Klubersynth HM2-220	143.36

Nel caso dell'olio minerale (Gulf Harmony) anche con il secondo approccio si ha un indice di viscosità approssimativo di 103. Al contrario con il lubrificante sintetico (Klubersynth) a seconda dell'approccio il valore dell'indice cambia in modo sostanziale. In seguito al calcolo degli indici di prestazione VI si evidenzia che i due oli sono lubrificanti ad elevate prestazioni avendo valori di VI maggiori di 100, che viene preso come punto di riferimento per la formula dell'indice. Da un confronto, si deduce che il lubrificante minerale sia più sensibile alla temperatura, avendo valore di indice minore. Questo può essere dimostrato anche dalle premesse dei lubrificanti, poiché quello sintetico è stato progettato per ambienti a maggiori temperature e all'interno della composizione sono presenti esteri che vengono apprezzati per l'utilizzo in ampi range di temperatura.

Confrontando i parametri dei due lubrificanti si riscontrano differenti caratteristiche. La motivazione dietro la scelta di oli così diversi per lo stesso meccanismo risiede nella necessità di sfruttare il singolo tipo di lubrificante all'interno dell'intera macchina. Ciò comporta il passaggio dello stesso in aree con sollecitazioni, velocità e temperature molto differenti. Non potendo scegliere un lubrificante ad hoc per ogni sezione ed elemento della macchina, la selezione è ricaduta nel lubrificante che nel momento della scelta rispecchiava le caratteristiche più adatte per l'azienda. In aggiunta si deve considerare che l'olio sintetico è formulato specificamente per impianti per la produzione del vetro, mentre quello minerale è un generico olio idraulico. Si osserva in aggiunta che nessuno dei due lubrificanti ha additivi per resistenza all'alta pressione (EP).

1.3 Usura

L'ultimo argomento cardine della tribologia è l'usura. Si può definire semplicemente come il processo progressivo di danneggiamento della superficie o perdita di materiale. Esistono diverse categorie di usura con all'interno più sfumature.

Le principali tipologie sono:

- Usura Abrasiva
- Usura Corrosiva
- Usura d'Impatto
- Usura a Fatica
- Usura Adesiva

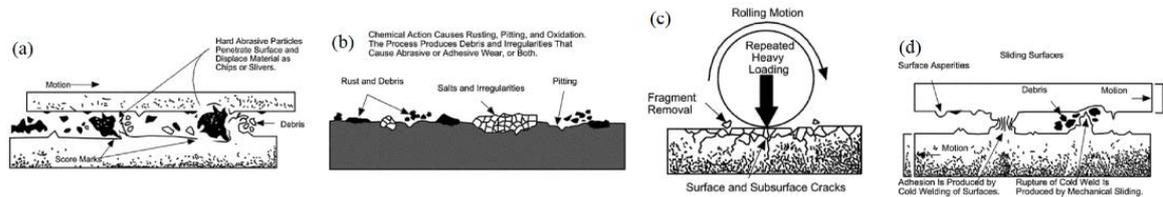


Figura 20 - Rappresentazioni schematiche dell'usura: abrasiva (a), corrosiva (b), a fatica (c), adesiva (d) [5]

A seconda del libro la suddivisione delle classi adopera termini differenti, oppure inseriscono in un'unica categoria fenomeni appartenenti ad altre, come nel caso dell'usura abrasiva in cui introducono anche l'usura erosiva. Nel capitolo per la trattazione dell'argomento si è cercato di seguire la divisione soprastante.

L'**usura abrasiva** si basa sulla superficie che viene intaccata da particelle con una maggiore o uguale durezza [1]. Il danneggiamento può esser ottenuto per frattura o per deformazione plastica. Le particelle abrasive possono essere una delle due superfici, nella forma di una matrice che ingloba particelle dure (Figura 21-b) oppure semplicemente la superficie intera ha una durezza maggiore rispetto all'altra (Figura 21-a), oppure come un corpo libero che è costretto a muoversi tra le due superfici (Figura 21-c). Nel primo caso si considera un'abrasione a due corpi, mentre nell'altro a tre corpi. Nell'abrasione a due corpi il movimento delle particelle abrasive è determinato dalla superficie appartenente, dando un effetto di strisciamento sull'altra. Invece, nel caso di corpi liberi il movimento è impartito dalle due superfici, di conseguenza le particelle possono strisciare o rotolare contro [2]. Come si può evincere anche dall'approfondimento sull'attrito nel capitolo precedente, anche se è indipendente al fenomeno di abrasione, con il rotolamento il tasso di usura è minore rispetto allo strisciamento [2]. Nella trattazione, il modo in cui si muovono le particelle non modifica la natura del modello, ma soltanto il grado di usura collegato [2].

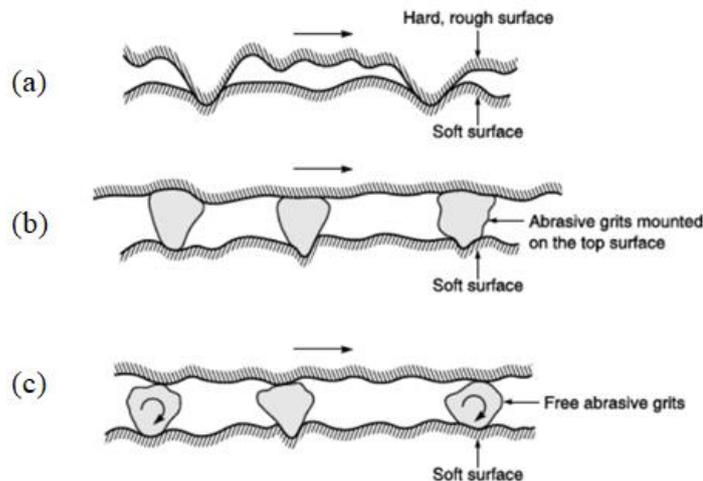


Figura 21 - Rappresentazione dell'usura abrasiva: (a) a due corpi con superficie dura, (b) a due corpi con asperità dure, (c) a tre corpi con particelle libere [6]

A seconda della specie di materiale coinvolto si distinguono due situazioni possibili: usura fragile e usura plastica. Nei materiali fragili, l'usura deriva dalla formazione di cricche dovuto al passaggio del corpo abrasivo. La cricca propaga fino alla coalescenza formando dei detriti [2].

Invece, nel caso di abrasione con deformazione plastica si possono avere tre modalità differenti di deformazione:

- Aratura (ploughing)
- Formazione di cuneo
- Taglio (cutting)

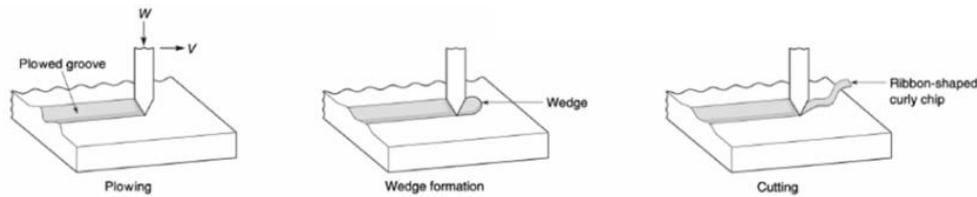


Figura 22 - Schema delle tre forme di usura abrasiva a deformazione plastica: aratura (a sinistra), formazione del cuneo (al centro), taglio (a destra) [6]

L'aratura (ploughing) è la condizione in cui si ha una minor rimozione di materiale. Al passaggio del corpo abrasivo, si ha la formazione ai lati di una cresta di materiale deformato plasticamente, per questo motivo il tasso di usura è ridotto. Il distacco di materiale può avvenire per un meccanismo a basso ciclo di fatica: a livello subsuperficiale della deformazione plastica si possono generare delle cricche che crescono per il ciclo di carico-scarico. Le cricche avanzando possono arrivare in superficie e determinare la formazione del detrito. L'aratura si presenta in condizione di basso angolo di attacco [2].

Nella seconda modalità il passaggio del corpo abrasivo provoca la formazione di un detrito a forma di cuneo. Rispetto all'aratura il tasso di usura è maggiore, dovuto alla perdita di materiale. Le condizioni per avere la formazione del cuneo è che i rapporti di resistenza al taglio dell'interfaccia relativa e quella del bulk sia tra 0.5-1 [6].

Il taglio è il sistema con maggior tasso di usura per abrasione con deformazione plastica. Il corpo abrasivo con uno sforzo di taglio deforma il materiale, distaccandolo. Il detrito generato ha forma discontinua o simile a quella di un nastro [5]. Come fenomeno di usura ricorda le lavorazioni ad esportazione di truciolo, come per esempio la tornitura [2]. Il taglio si verifica per alti angoli di attacco della particella sulla superficie [2].

Il passaggio da una forma all'altra di usura per deformazione plastica è legato all'angolo di attacco, al grado di penetrazione e alla resistenza al taglio dell'interfaccia [2], [6]. Una rappresentazione della dipendenza ai tre fattori è descritta nella Figura 23, dove si ha il caso di una sfera di ottone come corpo abrasivo su un piano di acciaio 0.45%C e uno di acciaio inox austenitico AISI 304, in modo da osservare differenti resistenze di taglio all'interfaccia. La curva è specifica al sistema, in particolare per ogni accoppiata si identifica un certo valore di angolo critico, che indica la condizione per il passaggio da una modalità di usura più lieve come l'aratura ad una più incisiva come il taglio.

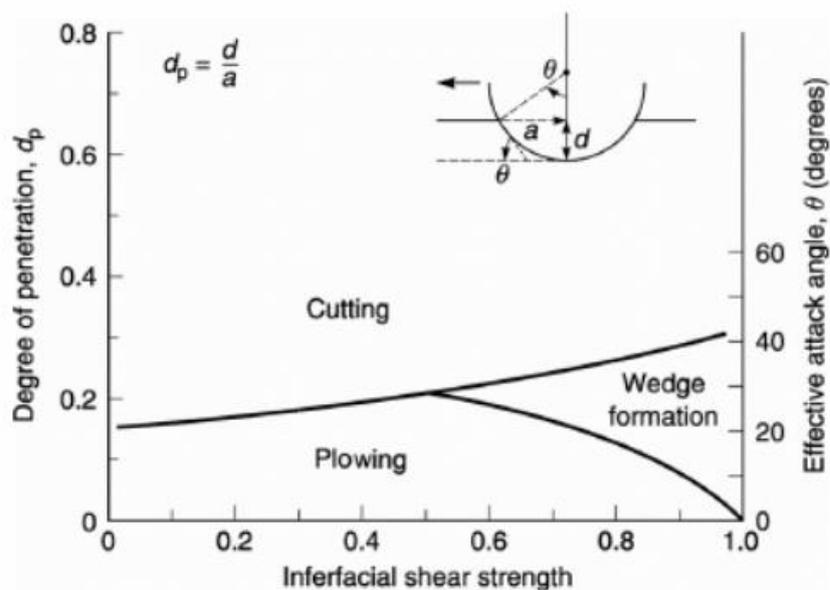


Figura 23 – Diagramma delle tre modalità di usura abrasiva per deformazione plastica in funzione del grado di penetrazione (d_p), resistenza al taglio dell'interfaccia e angolo effettivo di attacco (θ) [6]

L'usura abrasiva è rappresentata in modo analitico nell'equazione:

Equazione 13 - Relazione identificativa del volume di materiale perso per usura abrasiva [2], [6]

$$V = \frac{k_{abr} W l}{H}$$

Nella relazione si calcola il volume di materiale (V) perso in funzione del carico normale applicato (W), la distanza di strisciamento (l) e la durezza del materiale più morbido (H). La forma dell'equazione riprende la formula di Archard: relazione fondamentale per rappresentare l'usura adesiva. Per ricavare l'Equazione 13 si considera un'usura abrasiva con deformazione plastica, dove la particella abrasiva ha la forma di un cono di semi-angolo α . Sulla particella viene applicata una pressione P su un'area pari alla sezione del cono con raggio (a) all'altezza di penetrazione (x). In questo modo si valuta lo sforzo normale applicato W:

Equazione 14 - Calcolo dello sforzo normale applicato [2]

$$W = P \frac{\pi a^2}{2} = \frac{1}{2} \pi x^2 t g^2 \alpha$$

Il volume di materiale deformato dal passaggio dell'asperità si può determinare dal prodotto della lunghezza di strisciamento (l) per la profondità (x) e per la larghezza del canale (a). Come usato in equazione zzz con la trigonometria si può scrivere il raggio (a) in funzione dell'altezza (x) e dell'angolo (α). Il volume di materiale rimosso V è pari ad una frazione (η) del volume di materiale deformato. Calcolando V e sostituendo x^2 dall'Equazione 14 si ottiene:

Equazione 15 - Calcolo del volume di materiale rimosso V [2]

$$V = \eta x^2 t g(\alpha) l = \frac{2\eta W l}{\pi P t g(\alpha)}$$

Assumendo che la pressione P sia simile alla durezza H e raccogliendo i parametri η e α in k_{abr} , si ricava l'Equazione 13. Il parametro k_{abr} è il coefficiente di usura abrasiva, nella pratica si usa per valutare quantitativamente la gravità dell'usura e confrontarlo con le altre tipologie. I valori del coefficiente nel caso abrasivo si aggirano intorno 10^{-6} - 10^{-1} [6]. Dal procedimento si può evincere che il parametro derivi dal tipo di materiale intaccato e dalla geometria del corpo abrasivo.

Un aspetto importante dell'usura abrasiva è determinato dalla differenza di durezza della superficie attaccata e delle particelle abrasive. Nel caso di sistema a due corpi, si deve tenere conto anche della durezza della superficie che ingloba le particelle dure. Dal loro rapporto si evince che nel caso di valori dello stesso ordine di grandezza la deformazione avviene sia alla superficie che nelle particelle, di conseguenza l'usura non è rapida. Ma per valori di rapporto minori di 1, con le particelle più dure rispetto alla matrice si può considerare il coefficiente di usura costante (Figura 24-sinistra) [6]. Per spiegare la differenza si considera l'applicazione di uno sforzo che supera il limite di snervamento, generando un flusso plastico. Qualora la durezza della particella sia minore di 1.2 volte la durezza della superficie (il rapporto è maggiore di 1) anche la particella tende a deformarsi plasticamente o tende a rompersi come si vede in Figura 24-b. Al contrario per rapporti minori, dove la durezza della particella è maggiore, essa non viene intaccata dal carico applicato o comunque in modo limitato (Figura 24-a).

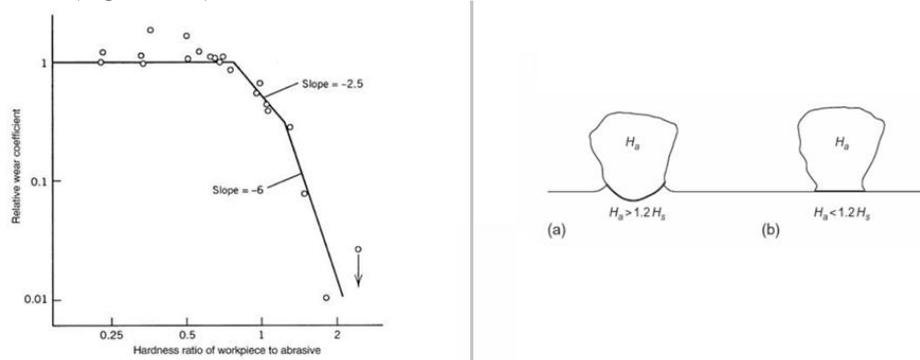


Figura 24 - A sinistra grafico del coefficiente di usura relativa in funzione del rapporto di durezza della matrice rispetto le particelle abrasive [6], a destra lo schema della deformazione plastica con rapporti differenti di durezza [2]

Oltre alla durezza i parametri principali legati alla particella abrasiva sono [2], [8]:

- La resistenza alla rottura: anche la particella è soggetta al carico; perciò, per minore resistenza corrisponde maggior friabilità. Rompendosi la particella causa, di conseguenza, una minore usura
- La forma: le forme angolari sono più abrasive rispetto a quelle irregolari
- La dimensione: maggiore è la dimensione e maggiore è l'usura
- Il modulo elastico: maggiore è il modulo e maggiore è l'usura
- Se è fissa o libera di muoversi: il caso in cui è fissa causa maggiore usura di quello a tre corpi, poiché se è fissa solo di strisciamento, mentre se libera si ha un contributo di rotolamento.

L'applicazione del lubrificante generalmente determina un aumento dell'usura. Considerando che le particelle abrasive abbiano estensione maggiore dello strato di lubrificante, quest'ultimo non impedisce il contatto della particella con la superficie. Inoltre, il lubrificante riducendo l'attrito tra particelle e la superficie, aumenta il range di angoli di attacco che possono intercorrere e quindi si può avere una maggiore probabilità che incorra in un effetto di taglio. Quindi soprattutto nel caso di usura abrasiva di tipo plastico l'effetto del lubrificante è peggiorativo [2]. Per limitarlo si possono adoperare dei filtri, tappi di scarico magnetico o rimuovere e pulire il lubrificante in uso. Al microscopio elettronico si identifica l'usura abrasiva per le scanalature generate dalle particelle nella direzione di scorrimento.

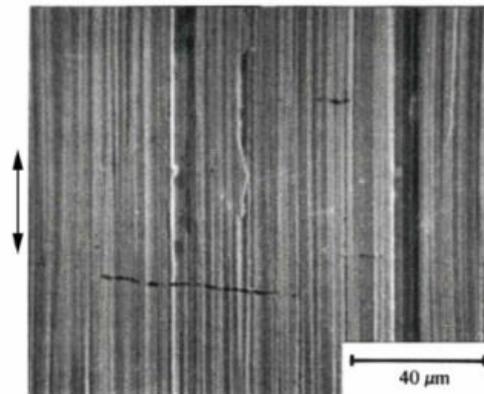


Figura 25 - Superficie di un acciaio inox 303 soggetto ad usura abrasiva, immagine ottenuta con SEM [6]

L'**usura** derivata dall'**impatto** si ha per una ripercussione di sollecitazioni tra i corpi, che possono essere parti del meccanismo, come l'applicazione di presse per la lavorazione del metallo [8], oppure derivano da corpi esterni. Il primo caso viene valutato in letteratura come una combinazione dei principali meccanismi di usura sopra elencati. Per questo motivo nell'ambito dell'usura per impatto, ci si riferisce soprattutto all'erosione, dove le particelle sono spinte contro la superficie tramite l'azione di un fluido. La successione degli impatti danneggia le superfici e determina la generazione di detriti [6]. Le particelle scagliate possono essere solide, dando anche un effetto abrasivo, liquide oppure l'implosione di bolle, chiamato fenomeno di cavitazione [2]. Nell'usura erosiva si riprende molto la teoria abrasiva, dove si distinguono i sistemi con usura fragile e per deformazione plastica. La maggior differenza risiede che nell'erosione si tiene conto nello stress di contatto come parametro principale l'energia cinetica. Le variabili che influiscono sul sistema sono l'angolo di impatto, la forma e dimensione dei detriti, la loro velocità e la durezza della superficie [2].

L'**usura corrosiva** è l'insieme delle reazioni chimiche o elettrochimiche che avvengono con le superfici dei componenti per azione dell'ambiente. Con le reazioni si consuma il materiale superficiale. I prodotti di reazione si depositano al di sopra della superficie: se formano uno strato coeso possono avere un effetto protettivo, altrimenti la reazione continua ad avvenire intaccando ulteriormente il materiale. Come materiali aggressivi si hanno sali, acqua, acidi [5] o gas come ossigeno e diossido di carbonio [6]. Con questa tipologia di usura si verifica sulla superficie l'effetto di vaiolatura (pitting) o di lucidatura (polishing) [5]. All'interno dell'usura corrosiva si distingue la forma di usura tribossidativa, dove si ha l'intervento dell'ossigeno. Per le alte temperature raggiunte, nell'area di contatto si forma dell'ossido superficiale. Anche in questo caso l'ossido può avere effetto protettivo della superficie, sennò se non è stabile si può fratturare esponendo il metallo bulk "fresco". In questo modo si innesca uno sviluppo a cascata con la formazione di nuovo ossido e conseguente sua rottura determinando l'usura. La maggior temperatura superficiale può essere una conseguenza dell'attrito dovuto al contatto metallo-metallo delle superfici, alle alte temperature nell'ambiente oppure per una fonte di calore presente in sistema. Il calore prodotto dall'attrito può, inoltre, aumentare la velocità di reazione nel caso di usura corrosiva. In aggiunta accelera anche la diffusione. Per questo aspetto per arginare l'usura si può inserire un lubrificante in modo da ridurre il calore prodotto dall'attrito o inserire

degli agenti antiacidi che rimuovano gli acidi nel sistema [5]. Sennò in generale si può generare un film protettivo sulle superfici tramite agenti adsorbiti o modificando la superficie con specifiche reazioni chimiche [6].

L'**usura per fatica** è generata da una ripetizione di stress alla superficie. Gli stress sopportati possono spaziare da un cambio di temperatura, ad impatti fisici o sfregamenti ripetuti. In questo caso non si ha una sollecitazione con valore critico, che produce subito la rottura del componente. Ma la somma di più sollecitazioni nel tempo che generano microcricche che si espandono fino ad una rottura catastrofica. Le cricche sono di solito superficiali o sub-superficiali e sono propense a formarsi in concomitanza di fasi dure, come inclusioni non metalliche nel caso di corpi metallici [8]. Per limitare questo fenomeno si cerca di ridurre nella fabbricazione del componente il più possibile le dimensioni di queste fasi subsuperficiali. Continuando i cicli di sollecitazione le cricche generate avanzano fino alla coalescenza, formando un detrito che si stacca dalla superficie; quindi, si otterrà la presenza di vaiolatura (pitting) o nel caso di grandi detriti spalling. Nel caso di spalling il materiale rimosso ha la forma di piastrine-placchette [8]. Prima del momento in cui si ha la coalescenza, che può avvenire ad un alto numero di cicli, il danneggiamento si può considerare trascurabile [6]. Di conseguenza, l'usura per fatica si distingue dalle altre forme di usura perché non ha una perdita di materiale progressiva [6]. Nella sua valutazione non si tratta il volume di materiale perso, come negli altri casi, ma ci si sofferma maggiormente al numero di cicli o il tempo prima della frattura a fatica [6]. L'usura a fatica è preponderante nei casi lubrificati, perché sono limitate altre tipologie come quella adesiva o abrasiva [6], e si verifica soprattutto in casi di contatto non conforme dove la sollecitazione massima è concentrata ed è collocata al di sotto della superficie. Per limitare questo tipo di usura si può usare un lubrificante più efficiente, migliorare le proprietà superficiali del componente e controllare maggiormente le condizioni operative.

Infine, l'**usura adesiva** è il principale esempio di conseguenza dell'attrito. I sistemi appartenenti a questa classe si rappresentano in modo semplificato come due corpi a contatto che strisciano con lubrificazione o meno. Per descrivere il fenomeno di usura adesiva si hanno differenti meccanismi [6]. Il primo tratta la questione della rottura delle giunzioni per lo sforzo di taglio. Come spiegato nel capitolo dell'attrito, il contatto è determinato dalle asperità superficiali. Interagendo tra loro le asperità si deformano e formano giunti, che vengono rotti tramite l'applicazione di uno sforzo di taglio. La maggior parte delle volte la zona di rottura è rappresentata dall'interfaccia. In questa situazione, non si ha trasferimento di materiale e di conseguenza nessuna usura. Al contrario se la rottura avviene all'interno di uno dei due corpi, si ha un trasferimento di materiale da una parte all'altra. Con questa modalità il frammento staccato è in genere di forma spigolosa irregolare [6]. Un meccanismo alternativo è la formazione del detrito per deformazione plastica all'interno della giunzione. Con l'applicazione dello sforzo di taglio all'interno di uno dei due materiali si innesca una cricca e inoltre lo strato superficiale subisce deformazione plastica. Continuando ad immettere e togliere la sollecitazione, più strati adiacenti alla superficie si deformano plasticamente e inducono la propagazione della cricca fino al distacco del frammento. In questo caso il detrito ha forma angolare [6] e l'interazione tra le asperità è più di tipo meccanico e può venir meno l'adesione [2]. Un altro aspetto da tenere in considerazione è che con l'attrito si genera calore, che può danneggiare sia superficialmente che sub superficialmente i componenti.

Si hanno più equazioni per descrivere l'usura adesiva. La formula principalmente usata è relativa al modello di Archard. Nella relazione si calcola il volume di materiale perso (V) in funzione del carico (W), della distanza di strisciamento (l) e della durezza della superficie più morbida (H).

Equazione 16 - Relazione di Archard [2], [6], [8]

$$V = \frac{kWl}{H}$$

L'equazione di Archard è stata più volte modificata e analizzata [8], ma è comunque apprezzata perché all'interno sono rappresentati i principali parametri che influenzano questa tipologia di usura [2]. Come, ad esempio, aumentando il carico si ottiene maggiore adesione, mentre una maggior durezza la evita. Un'altra forma di Archard aggiunge al denominatore una funzione del modulo elastico del materiale più morbido, poiché per evidenze sperimentali anche questo parametro influisce sull'usura [8]. Il modello di Archard è stato ripreso anche per altre classi di usura: come per l'abrasione dove si ottiene la stessa relazione pur partendo da assunzioni differenti (Equazione 13). Comunque, il fattore k è il coefficiente di usura e dipende dai materiali in contatto e lo stato di pulizia della superficie [6]. Nella pratica per il confronto di sistemi differenti viene usato anche il tasso di usura specifico (K), che è pari al rapporto del coefficiente k per la durezza H ed ha come unità di misura m^3/Nm . Questo parametro tuttora si deriva ancora solo per via sperimentale [8]. Quindi a livello teorico il modello non riesce ancora ad apprezzare appieno il fenomeno e predirne i risultati. Differenti definizioni si sono attribuite al parametro k : ad esempio la probabilità che l'interazione delle

asperità produca un detrito, oppure il numero di cicli di deformazione richiesta per ogni asperità prima che un frammento di materiale sia rimosso per fatica [2]. Avendo così tante possibili interpretazioni, non si riesce ad usare il coefficiente da solo per indicare la validità di nessun particolare meccanismo di usura.

Nell'usura adesiva intercorrono più tipi di danneggiamento che includono adesione, galling, saldatura, scoring, scuffing, pitting, cracking e deformazione plastica. In particolar modo le definizioni dei fenomeni principali sono [2], [8]:

- Galling: è una forma severa di adesione dove si ha il trasferimento di materiale da una superficie all'altra. Per identificarlo a livello microscopico si ha la presenza di escrescenze che indicano il passaggio di materiale
- Scoring: oltre all'adesione si ha la formazione di solchi deformati plasticamente. I solchi sono realizzati dalle escrescenze che indicano la superficie come l'asperità nell'usura abrasiva
- Scuffing è una degenerazione dello scoring. Il tasso di usura è così alto da essere visibile macroscopicamente, nell'ambito produttivo viene considerata come guasto
- Seizure è la massima forma di usura adesiva, dove l'adesione eccede a tal punto da legare le due superfici tra loro. In questo modo si blocca il meccanismo e determina un grande danno al sistema

I detriti generati da usura adesiva possono essere fini con dimensioni 0.01-1 micron oppure a forma di placchette di dimensione 20-200 micron [2]. Come illustrato in precedenza si hanno due meccanismi per descrivere l'usura adesiva. Nel primo modello si ha per effetto dell'adesione il trasferimento di materiale da una superficie all'altra, dando detriti di forma irregolare. Continuando il processo di usura, il detrito adesivo alla superficie può inglobare nuovi frammenti. L'agglomerato con forma equiassiale se compresso dalle superfici per deformazione plastica può assumere forma allungata, determinando particelle a forma di placchette [2]. Mentre nella seconda teoria dove si ha la concomitanza di una deformazione plastica con la propagazione della cricca. Il detrito formato è direttamente a forma di placchetta, tuttavia con il passaggio di più cicli di carico-scarico tenderà ad una forma più angolare. Bisogna tener conto che può avvenire lo stesso processo di allungamento del primo caso.

Si denota che i detriti formati possono interagire tra loro e con l'ambiente circostante, legandosi l'uno all'altro formando degli agglomerati oppure legandosi alla superficie. Tuttavia, non sempre i frammenti si legano alla superficie dell'altro corpo: le motivazioni risiedono nella forza di legame con la superficie che non è abbastanza forte oppure perché si modifica la natura chimica delle particelle stesse, perché sono più reattivi per la maggior area superficiale e per questo tendono ad ossidarsi [6].

In alcuni testi l'usura adesiva viene trattata all'interno dell'usura di strisciamento perché l'attrito può indurre più fenomeni alla superficie, in particolare si può avere la presenza di usura tribossidativa [2]. Ciò è correlato alla questione che l'attrito può provocare un aumento di temperatura che inneschi la reazione di ossidazione. Quindi anche se in Archard la velocità di scorrimento non è un parametro presente, all'atto pratico influisce sull'usura per la componente aggiuntiva sollevata dal fenomeno di ossidazione. Come spiegato in precedenza lo strato di ossido può proteggere la superficie, ma se il carico applicato è troppo alto si ha una sua frantumazione e proseguimento del processo di usura. Perciò in un singolo sistema già soltanto l'effetto combinato di carico normale e velocità di strisciamento può indurre risultati differenti, una sua rappresentazione è in Figura 26.

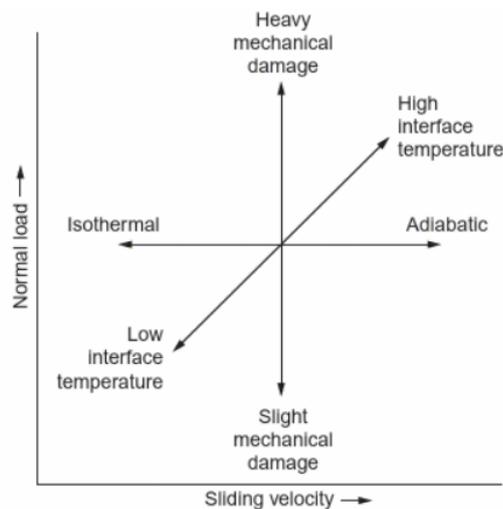


Figura 26 - Diagramma rappresentante gli effetti del carico e della velocità di strisciamento sul sistema [2]

Nell'ambito dell'usura adesiva è rilevante l'interazione delle superficie ed in particolare della forza di adesione che incorre in un certo sistema. L'adesione di una coppia di materiali è stata descritta da Rabinowicz tramite il parametro di compatibilità (C) [6]. Nella teoria si quantifica con un valore da 0 a 1 la compatibilità di una coppia di materiali. Maggiore è il valore e maggiore sarà la forza di adesione della coppia selezionata e di conseguenza l'attrito e l'usura risultanti [2]. Il parametro introdotto da Rabinowicz deriva dalla trattazione sull'energia di adesione (W) [6]. L'energia di adesione (W) rappresenta il lavoro per unità di area superficiale applicato per creare una nuova superficie all'interfaccia. Questa energia è funzione dell'energia libera superficiale dei due corpi (γ_1, γ_2) e della loro interfaccia (γ_{12}). La relazione è descritta in equazione d:

Equazione 17 - Relazione dell'energia di adesione W [6]

$$W = \gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_{12}$$

Quindi due materiali con alta energia superficiale (γ_1, γ_2) generano legami più forti. Il valore dell'energia interfacciale (γ_{12}) è difficile da reperire, di conseguenza per facilitare la trattazione si è ricorsi alla compatibilità. Con materiali uguali si considera il valore del parametro C pari ad 1, mentre valori minori si ritrovano in coppie di materiali differenti come metalli con non-metalli. Un tratto fondamentale è che i lubrificanti determinano di per sé un'energia superficiale bassa e comunque una bassa compatibilità [6]. Per questo motivo possono essere implementati per ridurre l'adesione, ma anche l'attrito e l'usura.

Nel caso si applichi un lubrificante, però, si deve porre attenzione alla tipologia di regime che può accadere in servizio. Riprendendo la curva di Stribeck Figura 27 a seconda del campo di applicazione anche il tasso di usura correlato sarà diverso. In questa situazione il parametro della velocità di scorrimento diventa essenziale, poiché ad esso dipende lo spessore dello strato di lubrificante: ad esempio nei casi idrodinamici lo spessore impedisce il contatto tra le asperità delle due superfici e di conseguenza l'usura è ridotta [2].

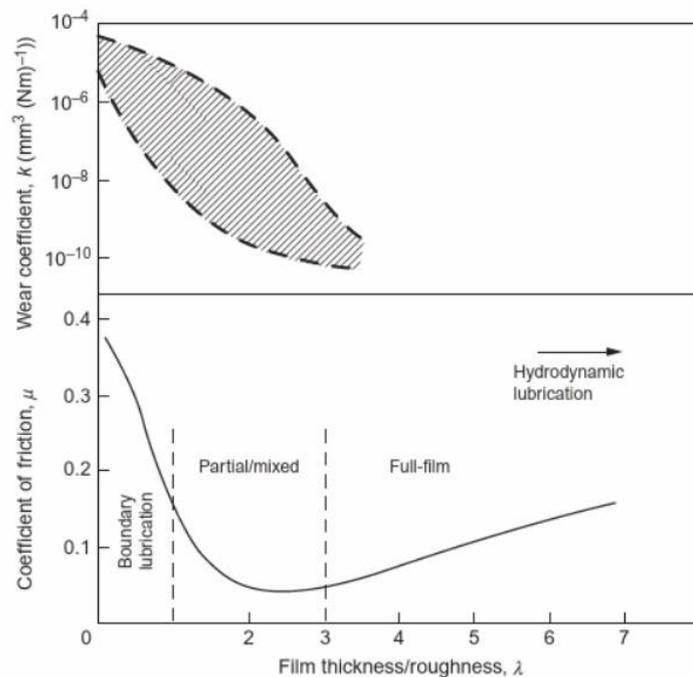


Figura 27 - Curva di Stribeck con al di sopra grafico del coefficiente di usura in funzione di Λ [2]

Dalla Figura 27 si denota che i regimi più critici sono con lubrificazione limite o mista. Per un miglior confronto degli effetti delle condizioni operative, si è adoperato il diagramma di transizione IRG (Figura 28). Nel diagramma si considerano due corpi non conformi (esempio sfera con piano) d'acciaio lubrificati con temperatura costante. Modificando il carico applicato e la velocità di scorrimento si sono identificati tre regimi: lubrificazione parziale elastoidrodinamica EHL (I), lubrificazione limite (II), non lubrificato (III).

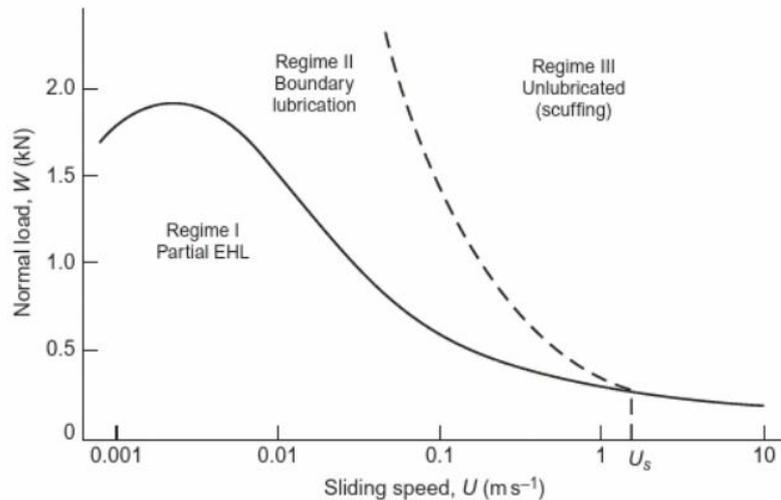


Figura 28 - Esempio di diagramma di transizione IRG [2]

Il primo regime è definito come parziale EHL, poiché negli istanti iniziali di movimento si possono verificare alto attrito ed usura. Le asperità inizialmente non separate in modo efficiente dal lubrificante, per l'alto attrito possono generare alte temperature con conseguente usura tribossidativa. Comunque, con la rimozione per usura dei punti di contatto ad alta temperatura, si ritorna ad una condizione idrodinamica EHL, quindi con minore attrito (con μ 0.02-0.1) e minore usura ($K < 10^{-9} \text{ mm}^3/\text{Nm}$). Nel secondo regime, per maggiori carichi e velocità, non si riesce neanche in seguito con lo spessore di lubrificante a separare le superfici. Per i contatti generati il coefficiente d'attrito risulta maggiore del primo regime (per acciai μ 0.3-0.4 circa). L'usura che ha sempre un aspetto tribossidativo, nelle sezioni iniziali del processo ha come contributo maggiore quello di tipo adesivo. Nel terzo regime, non c'è il lubrificante che possa limitare il contatto, quindi, cresce l'attrito (μ 0.4-0.5) e l'usura derivata ($K > 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{Nm}$). Dai tre regimi si identifica che l'azione del lubrificante è di limitare il contatto, il calore prodotto, le interazioni tra le superfici e con l'ossigeno, evitando ossidazione. Si denota che il sistema più critico è con alte velocità di scorrimento, perché aumentando il carico si ha il passaggio diretto dal regime I al III, senza vie di mezzo. Per un maggior controllo di questa transizione sono rilevanti gli aspetti chimici come la composizione e la struttura del lubrificante. Mentre la transizione a minor velocità tra il regime I e II dipende maggiormente da effetti meccanici come la rugosità [2].

A livello industriale è stato stimato che 2/3 dell'usura sia nella forma di quella abrasiva e adesiva [6]. L'usura non è conseguenza solo dell'attrito, ma dipende da tutto il sistema circostante. L'analisi dell'usura non è semplice poiché all'interno del meccanismo possono intercorrere più tipi di usura insieme e in momenti differenti. Un esempio è che a seguito dell'usura come quella adesiva si ha la formazione di detriti, che rimanendo tra le due superfici in scorrimento determinano la generazione di usura abrasiva. In genere all'atto pratico, la realizzazione dell'avvenimento dell'usura avviene solo nel momento in cui si ha la frattura del componente. O comunque non si riesce a monitorarlo con precisione durante i processi. Anche nella tesi, l'effettiva usura si è studiata solo a fine prova: non si sono potuti analizzare step intermedi, rifacendo la stessa prova ma per tempi minori, poiché richiedevano più risorse. Inoltre, non si poteva bloccare la prova a metà se non si minavano i campioni, non garantendone più l'effettiva corrispondenza con il caso studio.

Nel caso studio affrontato nella tesi, si possono escludere a priori come classi di usura: l'usura d'impatto, l'usura corrosiva. Il sistema rientra soprattutto nell'ambito di usura dovuta allo strisciamento dove si ha un contributo adesivo, tribossidativo e in seguito alla formazione dei detriti anche abrasivo. L'usura dipenderà in particolar modo al regime di lubrificazione di conseguenza alle condizioni operative. Si valuterà se nel range selezionato di carichi applicati ci sia o meno il passaggio da un regime all'altro e quindi una modifica dei risultati ottenuti. In ogni caso con un'analisi della superficie a seguito delle prove sperimentali tramite microscopio elettronico SEM, si può valutare in modo più opportuno la o le tipologie di usura accorse.

2. Contatto

L'area di contatto ha un ruolo fondamentale nelle interazioni tra due corpi solidi, poiché all'interno si ha il concentramento degli stress e delle deformazioni. Nella trattazione della meccanica del contatto si distinguono due tipologie:

- Contatto conforme
- Contatto non conforme

Il contatto si dice conforme quando due corpi si adattano l'uno all'altro in modo esatto o comunque simile senza deformazioni [20]. Un esempio di accoppiamento conforme è rappresentato da due superfici, dove una è convessa e l'altra concava con raggio di uguale valore o comunque simile [21]. Dei meccanismi appartenenti a questa categoria sono i cuscinetti a giornale (journal bearing) e i cuscinetti a scorrimento piano (flat slider bearing) [20], [21]. Per la trattazione di casi conformi si usa solitamente la simulazione ad elementi finiti [21]. Il contatto non conforme si verifica in accoppiamenti di corpi dissimiliari, in particolare solidi di rotazione come sfere e cilindri. In questa tipologia si ottiene un'area di contatto ridotta rispetto alla superficie totale [20]. Il contatto non conforme è classificato in due principali forme: linea e punto. I contatti di linea derivano da profili di corpi conformi in una direzione e non conformi in quella perpendicolare, come ad esempio i cilindri [20]. Invece i contatti di punto sono non conformi in tutte le direzioni come le sfere. Il nome della classe descrive la sagoma del contatto quando il corpo rimane non deformato. Applicando uno sforzo la superficie di contatto aumenta diventando rispettivamente un'ellisse o un cerchio. I contatti non conformi risultano più critici rispetto all'altra classe, in quanto si ha una concentrazione di sforzi in un'area più ristretta in prossimità del contatto. Nelle zone distanti dall'area di contatto sono meno risentiti gli stress, che per di più sono poco influenzati dalla geometria totale dei corpi [20]. Degli esempi di contatto non conforme sono i cuscinetti a sfere o a cilindri.

2.1 Teoria del contatto

La teoria di Hertz (1882) [3] risulta una tra le prime analisi del contatto, approcciata tutt'oggi per la trattazione del meccanismo [20]. Nell'analisi si considerano due corpi tra loro non conformi. A seconda della forma e della disposizione dei componenti in gioco si ottengono relazioni differenti, per questo motivo si hanno più versioni della stessa teoria. Per non descrivere tutti i differenti sistemi, nella trattazione del capitolo si è deciso di esaminare l'esempio più simile al caso studio. Per questa ragione, le geometrie di riferimento prese in considerazione sono due cilindri con assi tra loro paralleli.

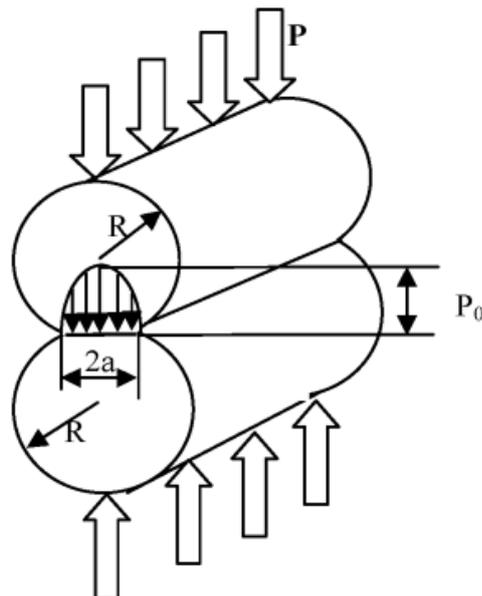


Figura 29 - Schema rappresentativo del contatto di due cilindri paralleli e relativa distribuzione di pressione [21]

Nella teoria di Hertz si operano più semplificazioni per ricavare le condizioni a contorno. Le assunzioni introdotte possono essere riassunte in [20]:

- Superfici continue non conformi
- Il corpo è ricondotto ad un semi-spazio elastico
- Superfici senza attrito

Le prime due condizioni sono legate alla geometria del corpo. Per ottenerle si deve avere che l'area di contatto abbia estensione minore rispetto al corpo e rispetto al raggio di curvatura relativo (R). Nel primo requisito l'area di contatto viene rappresentata dalla lunghezza "a". A seconda del sistema la variabile (a) assume connotati differenti: nel caso dei cilindri è pari alla semi-larghezza massima della superficie di contatto (Figura 29). La condizione si avvera se $a \ll R_{1,2}$ e $a \ll l$, dove R_1 e R_2 sono i raggi dei due corpi e l è la lunghezza del corpo che può essere considerata infinita. Così si assicura che il campo di stress di un solido infinito non sia influenzata dalla vicinanza dei suoi confini alla regione fortemente sollecitata [20]. Il raggio di curvatura relativo si può derivare dall'equazione:

Equazione 18 - Relazione del raggio relativo [3], [20]

$$R = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}$$

Imponendo questo aspetto si possono considerare che le deformazioni nella regione di contatto siano sufficientemente piccole da rientrare nell'ambito della teoria lineare di elasticità.

La terza condizione relativa al corpo senza attrito impone un sistema in cui sono presenti soltanto sollecitazioni normali alla superficie di contatto, e pertanto l'assenza di carichi tangenziali ($q=0$).

Il sistema, rappresentato in Figura 29, è formato da due cilindri con assi paralleli all'asse delle y. Il corpo superiore è premuto contro l'altro da una forza per unità di lunghezza pari a P e diretta lungo l'asse z. L'area di contatto si può rappresentare come un rettangolo di larghezza nella direzione x uguale a "2a" [21], con il centro situato a $x=0$, e lunghezza l rispetto all'asse y. Come definito in precedenza la larghezza del rettangolo risulta in minore estensione rispetto alla lunghezza. Nel preambolo dei contatti non conformi si è definita che la sagoma della regione di contatto è riconducibile ad una forma ellittica o circolare. Questo esempio, in cui è rettangolare, è considerato da Hertz come un caso limite del sistema ellittico [20]. Dal carico applicato P e dagli attributi dei due corpi, ossia il modulo elastico (E) e la geometria (R), si può ricavare la distribuzione di pressione $p(x)$ e l'estensione dell'area (a).

Equazione 19 - Distribuzione della pressione lungo la direzione x [20]

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2}$$

Equazione 20 - Valore della larghezza dell'area di contatto [20], [21]

$$a = \sqrt{\frac{4PR}{\pi E^*}}$$

Nell'eventualità di corpi con materiali e quindi proprietà differenti, si è introdotto il modulo elastico equivalente nella trattazione, che si ricava in Equazione 21.

Equazione 21 - Relazione del modulo equivalente [3], [20], [21]

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$$

Dall'andamento della pressione ($p(x)$) si riconduce un valore massimo (p_0) al centro dell'area di contatto corrispondente a $x=0$. Agli estremi ($x=\pm a$) la pressione è nulla.

Equazione 22 - Relazione della massima pressione [20], [21]

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a} = \sqrt{\frac{PE^*}{\pi R}}$$

Le sollecitazioni lungo gli assi e gli sforzi di taglio si ricavano dall'integrazione della funzione della pressione ($p(x)$) e del carico tangenziale (q), che per le assunzioni è nullo. Le formule per il caso dei cilindri sono:

Equazione 23 - Relazioni degli sforzi assiali lungo x,z e lo sforzo di taglio principale [20]

$$\sigma_x = -\frac{p_0}{a} \left\{ \frac{a^2 - 2z^2}{\sqrt{a^2 - z^2}} - 2z \right\}$$

$$\sigma_z = -\frac{p_0}{a} \frac{1}{\sqrt{a^2 - z^2}}$$

$$\tau_1 = -\frac{p_0}{a} \left\{ z - \frac{z^2}{\sqrt{a^2 - z^2}} \right\}$$

Con massimo di sollecitazione $\tau_{1max} = 0.30p_0$ ad una profondità di $z = 0.78a$. Gli sforzi derivati dall'equazioni sopra sono rappresentati lungo l'asse di simmetria in funzione della profondità z nella Figura 30-a. Invece, in Figura 30-b si ha la mappa dello sforzo di taglio principale τ_1 in funzione della posizione x e della profondità z.

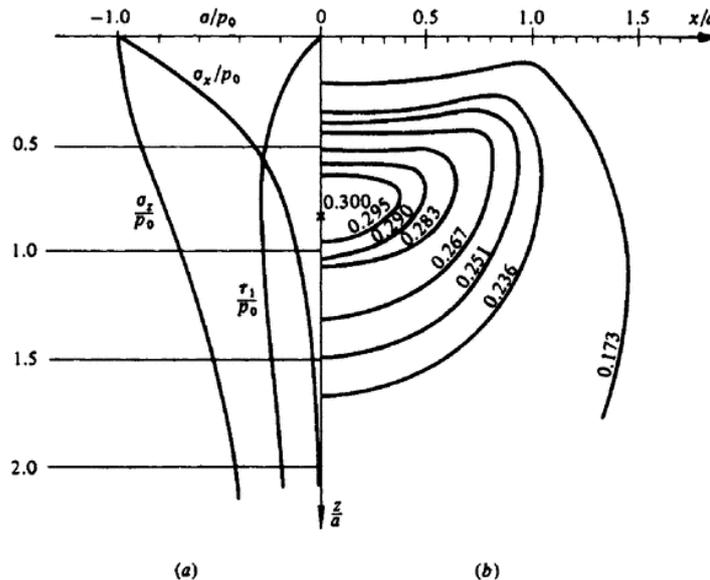


Figura 30 - Distribuzione delle sollecitazioni: (a) sforzi sub-superficiali al centro $x=0$, (b) sforzo di taglio principale nel piano xz [20]

La teoria hertziana considera un caso semplificato, per avvicinarsi ad un ambito più realistico e simile al caso studio, implementiamo le considerazioni rispetto allo strisciamento. Nel caso di corpi non conformi si applica forza tangenziale “q” pari all’attrito dinamico. Riprendendo la legge di Amontons (Equazione 1) e il profilo della pressione (Equazione 19) si ricava:

Equazione 24 - Distribuzione del carico tangenziale [20]

$$q(x) = \mp \frac{2\mu P}{\pi a^2} \sqrt{a^2 - x^2}$$

Il segno del carico tangenziale (q) è opposto rispetto a quello della velocità della superficie. Con l’aggiunta di $q(x)$ si ha una variazione nelle formule per il calcolo degli sforzi rispetto a quelle rappresentate in Equazione 23. A seconda del coefficiente di attrito si avrà un differente punto e valore di sollecitazione massima. Come si vede in Figura 31, il punto corrispondente al massimo sforzo di taglia si allontana dal centro dell’area di contatto ($x=0$) e si avvicina alla superficie. A seconda del coefficiente d’attrito si ha una differente profondità: per valori di μ minori di 0.25 (per Tresca) o 0.3 (per von Mises) il punto è situato al di sotto del contatto. Comunque, lo sforzo tangenziale ha anche l’effetto di poter indurre una deformazione dell’interfaccia. Il caso più rilevante risiede per corpi con moduli elastici differenti, poiché le deformazioni generate sono diverse. Questo fenomeno induce una modifica dell’area di contatto, tuttavia risulta comunque un’alterazione limitata [20].

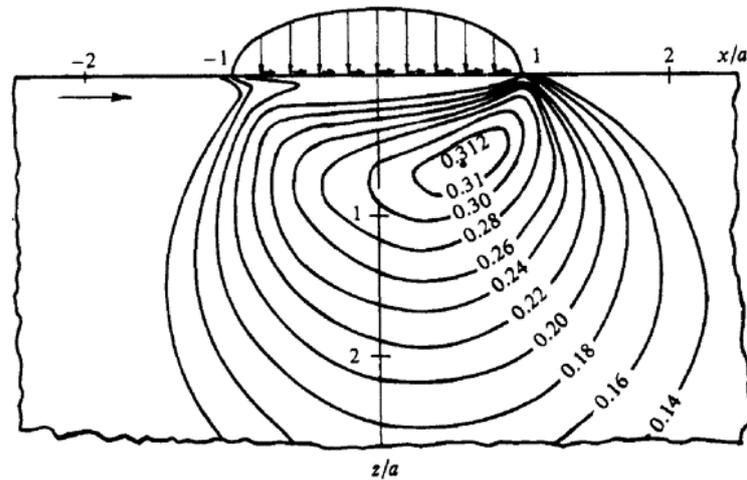


Figura 31 – Distribuzione sub-superficiale dello sforzo di taglio principale τ_1 , con coefficiente d'attrito pari a 0.2 [20]

Un aspetto da tenere in considerazione sono gli effetti di bordo, in quanto nella teoria hertziana si considerava il cilindro con estensione pressoché infinita. Nella realtà ai confini del solido si ha un'intensificazione della pressione. In primis al bordo si ha un salto di pressione, per il passaggio da un valore finito presente all'interno del corpo ad un valore nullo corrispondente all'esterno. Il salto di pressione determina un gradiente infinito localizzato all'estremità del componente. Inoltre, come delineato in Figura 32 l'area di contatto ha estensione maggiore in concomitanza dello spigolo. La concentrazione degli sforzi al bordo dipende dalle proprietà dei corpi, dalla presenza dell'attrito e dalla geometria dello spigolo, soprattutto per l'angolo [20]. Di conseguenza, in opera le aree più critiche risulteranno essere anche quelle all'estremità. Per ridurre l'effetto di intensificazione degli sforzi si può applicare una smussatura (Figura 32-b).

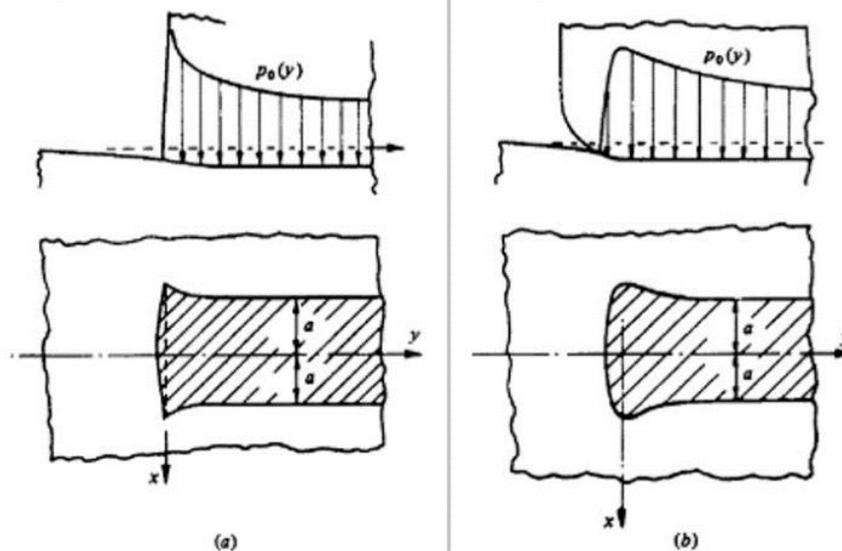


Figura 32 - Distribuzione della pressione nel caso di bordo spigoloso (a) e lato smussato (b) [20]

Con la teoria di Hertz è stata descritta la sfera dei contatti non conformi. Per la disanima degli accoppiamenti conformi si impiegano teorie differenti. La principale distinzione con la classe precedente è che il contatto risulta con estensione comparabile con le dimensioni del solido. In questo modo non si può più semplificare il corpo ad un semispazio elastico, come veniva fatto nelle assunzioni hertziane [20]. Il sistema preso in considerazione, come esempio esplicativo del contatto conforme, è quello relativo al perno-foro. La struttura è formata da un perno cilindrico e un componente forato con forma corrispondente. I raggi caratteristici dei due componenti (R_1, R_2) hanno valore simile, in modo da produrre un gap (ΔR) minore rispetto alle loro dimensioni. Al centro del perno è applicato uno sforzo P ortogonale al proprio asse, che determina uno spostamento del centro (C) pari a δ come delineato in Figura 33.

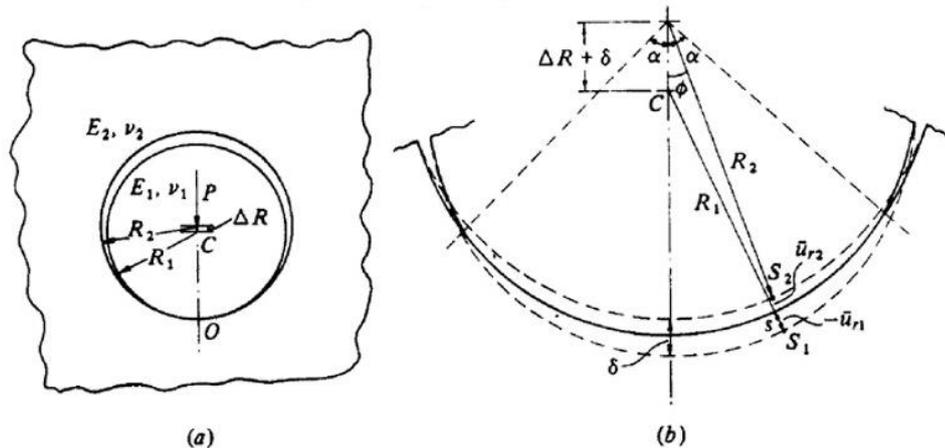


Figura 33 - Schema del sistema perno-foro, in (b) dettaglio del contatto e relative variabili [20]

L'area di contatto formata si può descrivere come un arco di circonferenza sotteso all'angolo α . Una maggior ampiezza dell'angolo corrisponde ad una superficie di contatto più estesa. La distribuzione e la quantificazione degli sforzi di contatto per questa geometria è descritta dagli studi condotti da Persson [20]. In particolare, si riscontra una correlazione tra la pressione e l'angolo α . Minore è l'angolo di contatto e maggiore è il picco di pressione subito dal corpo. Nella Figura 34 è rappresentata la distribuzione delle pressioni di contatto per certi specifici valori di α . Nell'esempio raffigurato si considerano corpi con modulo elastico uguale (E) e con coefficiente di Poisson pari a 0.3, quindi riconducibile a materiali metallici. Da tenere in considerazione che anche questi risultati sono ricondotti ad un caso senza attrito.

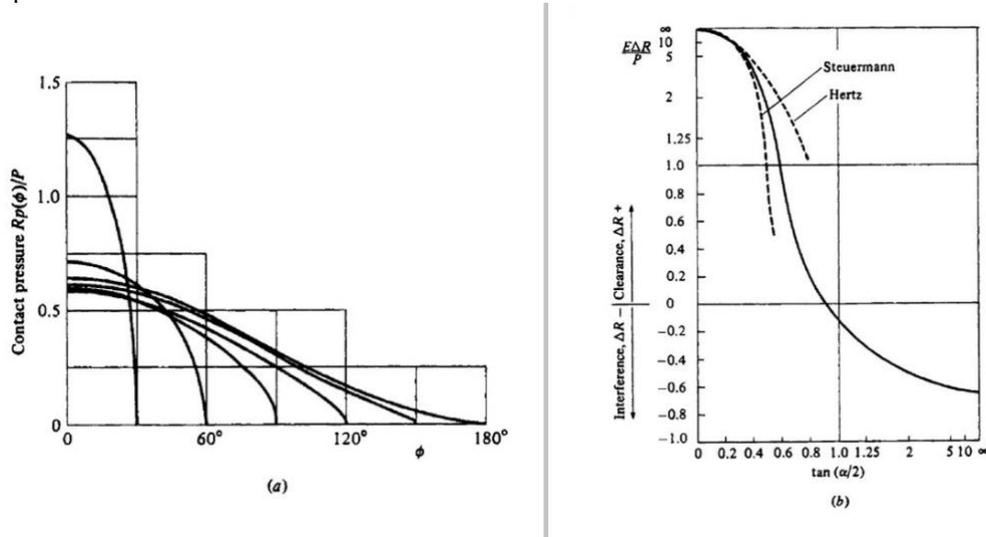


Figura 34 - Grafico della pressione di contatto (a); curva relativa all'angolo (b) [20]

Con l'applicazione di un lubrificante, si riduce il coefficiente d'attrito. L'attrito secondo la teoria hertziana comporta l'avvicinamento della sollecitazione massima verso la superficie ed un aumento nella sua intensità. Per questa ragione, per un dato sistema si deve tener conto del diagramma di Stribeck (Figura 17), poiché l'attrito prodotto dipende dal regime di lubrificazione in gioco. Per la descrizione dell'azione dei lubrificanti nei contatti, in particolare il flusso del fluido tra due superfici viene adoperata la relazione di Reynolds (1886) [3], [6], [21]. Dalla relazione si può ricavare la distribuzione della pressione nello strato di lubrificante [21]. A seconda del sistema si impongono differenti condizioni al contorno per risolvere analiticamente la relazione. Nel caso di lubrificazione fluida il sistema del perno-foro tipico di contatti conformi si può ricondurre al cuscinetto del giornale (journal bearing). Il cuscinetto del giornale rappresenta uno degli esempi principali di cuscinetti da strisciamento [8]. A seconda della lunghezza del perno rispetto al diametro, il contributo della pressione per il flusso può essere predominante in direzione circonferenziale o assiale. Se il diametro è maggiore di due volte la lunghezza, risulta rilevante la pressione nella direzione assiale [6]. Con A.A. Raimond e J. Boyd si sono ricavati dei grafici in cui risolvono le equazioni di Reynolds per differenti dimensioni del cuscinetto. Le curve possono rappresentare la pressione massima o lo spessore del lubrificante.

Tuttavia, i grafici sono costruiti in funzione del numero di Sommerfeld (S) rappresentativo dei cuscinetti, che è correlato alle geometrie, carichi-velocità e dalla viscosità del lubrificante [1].

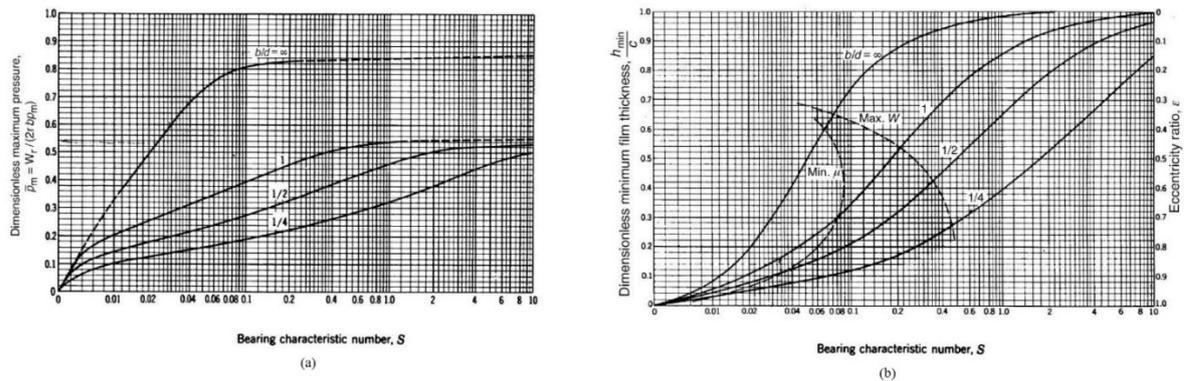


Figura 35 - Curva della pressione massima (a) e minimo spessore di lubrificante (b) rispetto al numero di Sommerfeld (S) per differenti rapporti delle dimensioni (b/d) [6]

2.2 Analisi del caso studio-Parametri del meccanismo

Il meccanismo osservato nel caso studio è composto da un perno di forma cilindrica e da una biella arcuata. La biella sul lato ha un foro cilindrico con asse perpendicolare alla superficie. La cavità e il corrispondente perno hanno medesimo diametro nominale pari a 35mm. A disegno le tolleranze immesse dei due componenti differiscono. In dettaglio, per il perno si ha classe di tolleranza coincidente a f7, perciò la dimensione rientra in uno scarto compreso tra -0.025mm e -0.050mm. Per il foro non si ha una classe precisa, ma è comparabile a f7 poiché a disegno si ha una tolleranza di +0.05mm e +0.03mm. Con le dimensioni definite nel disegno, si garantisce un accoppiamento con giogo. Il gap realizzato (ΔR) tra i due corpi è compreso tra un minimo di 0.055mm ad un massimo di 0.1mm. Anche l'altezza dei due componenti è differente: per il perno è 94mm, mentre per la biella è 44mm.

Quindi il cilindro viene inserito nel foro, facendo corrispondere il suo asse con quello della cavità. I due solidi in esercizio vengono pressati l'uno contro l'altro. La pressione esercitata si può ricondurre ad una forza ortogonale agli assi, che mette in contatto le due superfici. In questo modo l'asse viene spostato rispetto all'altro di δ . La dimensione dell'area di contatto nel lato parallelo all'asse dei solidi è pari a 44mm, mentre nella direzione ortogonale dipenderà dall'angolo di contatto α . Quando il meccanismo è in funzione, all'interno del giogo si inserisce del lubrificante per ridurre l'attrito determinato dal contatto e lo strisciamento dei due corpi. Dalle informazioni presentate, si può ricondurre il meccanismo ad un contatto conforme. In particolar modo si riscontra un'analogia con il cuscinetto del giornale (journal bearing).

Per la trattazione del contatto è necessario un approfondimento riguardo ai parametri di funzionamento del meccanismo, ossia la velocità di rotazione e la forza premente. Per ottenerle si è sfruttato lo scheletro del macchinario. Lo scheletro è uno schema semplificato della struttura della macchina. Per la progettazione di sistemi complessi con più componenti in movimento, si delinea lo scheletro per poterne analizzare gli spostamenti e le forze in gioco, convertendo componenti complessi in forme più elementari. Ad esempio, la biella arcuata è raffigurata come un segmento che unisce l'asse dei due fori. Dunque, partendo dall'assieme della macchina I.S., in cui sono compresi il perno e la biella, tramite il modello si sono identificate le forze e i movimenti in gioco. Nella Figura 36 si ha la visione dall'alto della macchina completa e nella metà di destra si ha in sovrapposizione lo scheletro. Tramite delle frecce si è evidenziato il luogo in cui sono collocati il perno e la biella sia nella struttura che nello schema semplificato.

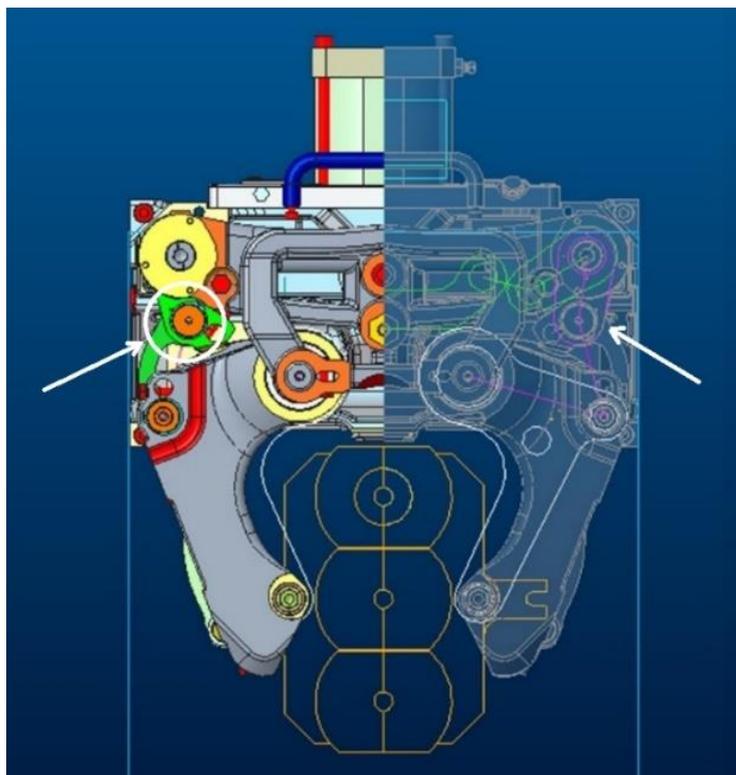


Figura 36 – Rappresentazione della macchina I.S vista dall'alto con a destra in evidenza lo scheletro

Nella simulazione si possono rappresentare i due posizionamenti estremi della macchina, che corrispondono a quando i bracci sono chiusi (come in Figura 36 e Figura 37-a) e quando sono aperti (Figura 37-b). Nel funzionamento i bracci si muovono tra queste due posizioni, di conseguenza si possono considerare come confini.

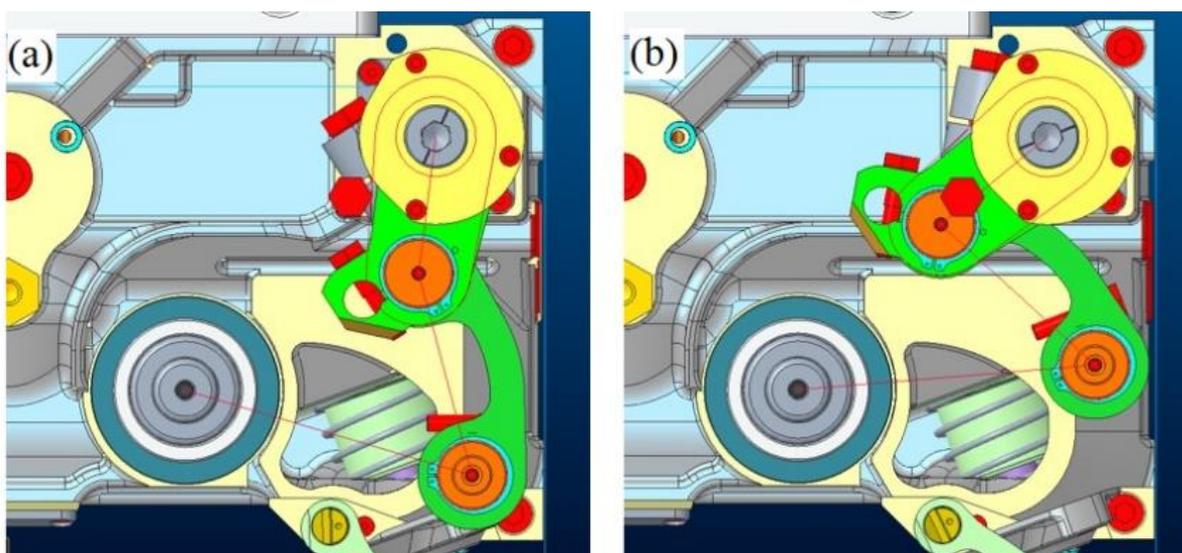


Figura 37 – Rappresentazione in dettaglio del sistema nella posizione chiusa (a) e aperta (b) con in sovrapposizione lo scheletro

Dallo schema si sono estrapolati gli angoli che intercorrono tra il perno e la biella da una configurazione “iniziale” ($\theta_i = \theta_b$) ad una “finale” ($\theta_f = \theta_a$).

Equazione 25 – Calcolo della differenza dell'angolo tra perno e biella

$$\Delta\theta = \theta_f - \theta_i = 158.12 - 82.073 = 76.047^\circ = 1.327270536 \text{ rad} = 1.33 \text{ rad}$$

Conoscendo che il tempo (Δt) per passare da uno step all'altro sia pari di 300ms, dalla differenza degli angoli individuati ($\Delta\theta$) si può determinare la velocità di rotazione (v).

Equazione 26 – Relazione della velocità di rotazione

$$v = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = 4.43 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 42\text{rpm}$$

Nel sistema la forza è trasmessa da un lato all'altro della macchina; quindi, partendo dall'estremità con forza (F_1) pari a 16000N, si possono ricavare le altre sollecitazioni interne. Sia passando dallo stato (a) allo stato (b) che in modo contrario, si ha che il modulo e la direzione delle forze rimane invariato ma il verso è opposto. Per questo motivo si è analizzato un singolo step (Figura 38) e per ottenere la forza premente sul perno-biella si sfrutta la trigonometria. Per il calcolo di F_3 si sfrutta la coppia agente (C) sul componente con forma "a ginocchio" (di colore bianco in Figura 38 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**), essendo un pezzo unico che ruota intorno al "cerchio grande" (in Figura 38 dove è segnata la coppia C).

Equazione 27- Relazioni per il calcolo delle forze nel sistema

$$F_2 = F_1 \cdot \cos \alpha$$

$$C = F_2 \cdot X'$$

$$F_3 = \frac{C}{X''}$$

$$F_4 = \frac{F_3}{\cos \beta}$$

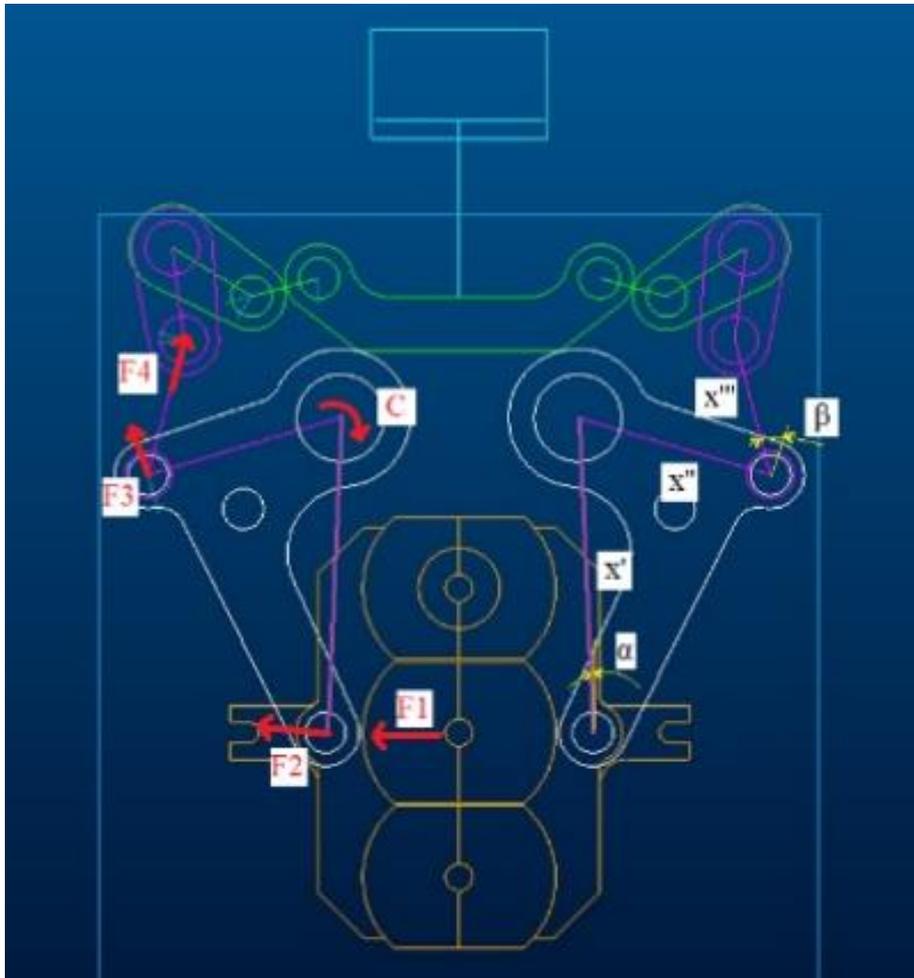


Figura 38 – Scheletro con indicate le forze a sinistra, gli angoli e i lati a destra

Le lunghezze definite X', X'', X''' hanno come unità di misura i millimetri (mm), mentre gli angoli α, β sono in gradi ($^\circ$). Sfruttando le equazioni soprastanti, si ricava la forza premente (F_4):

Equazione 28 – Calcolo della forza premente sul perno-biella

$$F_4 = \frac{X' \cdot F_1 \cdot \cos \alpha}{X'' \cdot \cos \beta} = \frac{235 \cdot 16000 \cdot \cos(2.7)}{149 \cdot \cos(31.4)} = 2953.18 \text{ N} \approx 30000 \text{ N}$$

Anche se riscontrata la similarità con il cuscinetto del giornale, i grafici rappresentati in Figura 35 non possono essere usati per la mancanza del coefficiente di Sommerfeld. Non avendo espressioni analitiche relative al contatto conforme, si è osservato il sistema non conforme che più si avvicina al caso studio. La struttura si può ricondurre ad un cilindro con diametro uguale al perno pressato su un piano, che in letteratura viene trattato come sistema tribologico associato al journal bearing [8]. Inoltre, nel test tribologico effettuato nella parte sperimentale della tesi si ha una riproduzione di questo contatto cilindro-piano. Con una struttura del genere si può osservare la distribuzione delle sollecitazioni interne ai componenti. Per farlo si usufruisce del software Hertzwin, che sfrutta la teoria hertziana. Per la computazione nel programma si devono inserire le geometrie, rugosità e le caratteristiche meccaniche dei due corpi: il modulo elastico, la resistenza alla rottura, il coefficiente di Poisson e la durezza. Il software calcola le sollecitazioni in funzione al carico normale esercitato e il coefficiente d'attrito. Per queste prove si è considerato il valore in Equazione 28 come carico di riferimento. Modificando il coefficiente di attrito si possono confrontare differenti regimi in opera. Come valori di riferimento, riprendendo la Figura 4 e la Figura 39, si è scelto:

- lubrificazione fluida: $\mu=0.005$
- lubrificazione mista: $\mu=0.05$
- lubrificazione limite: $\mu=0.1$
- contatto metallo-metallo (superfici ossidate): $\mu=0.3$

Friction Regime	Coefficient of Friction (μ)	Wear
Dry friction (sliding)	0.300 ^a	High
Dry friction (rolling)	0.005	Very low
Mixed friction (rolling)	0.005–0.300 ^a	Noticeable
Fluid friction	0.005–0.100	Practically zero

^aSome plastics show significantly lower values.

Figura 39 – Valori di riferimento del coefficiente d'attrito per sistemi differenti [5]

Il programma come risultati rappresenta una mappa delle sollecitazioni lungo le direzioni perpendicolari all'asse del cilindro (y), ovvero z (la profondità) e x (estensione laterale). In particolar modo si hanno gli sforzi lungo gli assi principali (S_{xx} , S_{yy} , S_{zz}) e gli sforzi di taglio (T_{zx} , T_1 , T_2). Inoltre, si ha la raffigurazione della distribuzione dello sforzo equivalente di von Mises, quantificando il punto di massimo si può attestare se il contatto sia solamente elastico oppure elastoplastico. Per riprendere le Figura 30 e Figura 31 si è deciso di rappresentare i grafici relativi alla distribuzione dello sforzo di taglio principale τ_1 in Figura 40. Comunque, le mappe ottenute sono riferite agli sforzi sopportati dal perno, ma si riscontrano distribuzioni analoghe anche nell'altro corpo avendo caratteristiche meccaniche simili.

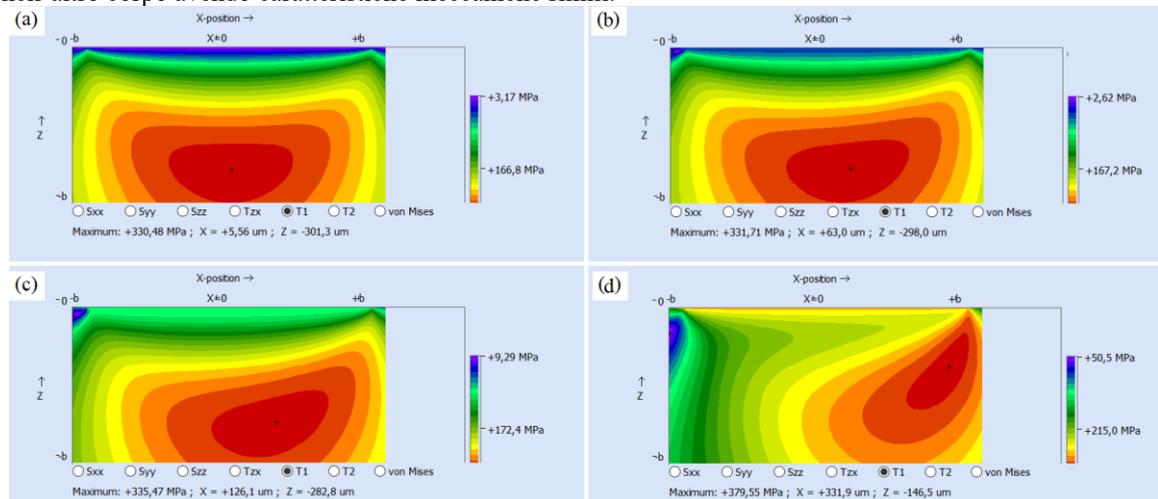


Figura 40 – Mappa dello sforzo di taglio principale T_1 nello spazio xy per coefficienti d'attrito uguali a: 0.005(a), 0.05(b), 0.1(c), 0.3(d)

In aggiunta si ha una tabella riassuntiva con i punti massimi di von Mises e la loro profondità.

Tabella 5 - Valore massimo di von Mises e ubicazione riferito ad uno specifico coefficiente d'attrito

μ	σ von Mises max [MPa]	x [μm]	z [μm]
0.005	613.58	+5.56	-271.0
0.05	615.73	+55.6	-267.7
0.1	622.29	+109.4	-257.6
0.3	733.64	+109.4	0

Dai risultati ottenuti, si riscontra che per il valore minore del coefficiente di attrito ($\mu=0.005$), il grafico ottenuto (Figura 40-a) corrisponde alla teoria hertziana in Figura 30. Ciò è riscontrabile anche dal punto massimo di von Mises che è in prossimità del centro dell'area di contatto ($x \sim 0$). Riducendo la lubrificazione si ha uno spostamento verso la superficie e più lontano rispetto al centro del punto di massimo sia dello sforzo di von Mises che dello sforzo di taglio. La mappa in questo modo si avvicina alla trattazione con l'implementazione dello sforzo laterale q e di conseguenza alla Figura 31. Gli sforzi sostenuti risultano più gravosi, come si denota dall'aumento del valore massimo. Si può ricondurre questo effetto al contributo di sollecitazione esercitata dall'attrito e pertanto da q . Per di più si osserva dalla Tabella 5, che con un coefficiente di attrito pari a 0.3 si ottiene che il punto di sollecitazione massimo è situato alla superficie.

Le caratteristiche meccaniche dei componenti e la soglia di snervamento sono state reperite online da [22], [23]. Per identificarle si sono utilizzati i dati relativi al materiale sottoposto allo stesso trattamento termico. Le resistenze allo snervamento dei due corpi sono rispettivamente circa 1800MPa per il perno e 1100MPa per la biella. Per cui le sollecitazioni massime esercitate sul componente non dovrebbero indurre una deformazione plastica.

Nel software non si può imporre la geometria effettiva dei componenti (perno-foro), poiché per rapporti del raggio di contatto e dei componenti minori di 1.5 si derivano errori molto più grandi del 20% e pertanto i risultati sono inaffidabili. Con tutto ciò, si può comunque disquisire che con una coppia conforme si ottenga un'area di contatto di estensione maggiore rispetto al contatto non conforme. Dunque, la forza applicata essendo distribuita in un'area maggiore, determinerà in generale sollecitazioni minori nel corpo [12]. Questo aspetto si potrà osservare confrontando i campioni acquisiti con le due modalità di prove sperimentali effettuate.

Misura del coefficiente di attrito

3. Test attrito (Tribotesting)

Per lo studio e la valutazione di un sistema tribologico si sono formulate più tipologie di prove normate. Inizialmente era impiegato il termine tribometro, coniato nel 1774, che corrispondeva ad un apparato per la misura del coefficiente d'attrito [2]. In seguito, si è implementata l'espressione tribotesting, che rimane ad oggi quella più usata. I tribotest sono apparati per la riproduzione di contatti e l'analisi dell'attrito durante il funzionamento. Per riprendere al meglio un sistema si devono tenere in considerazione più aspetti come [2], [9]:

- le proprietà dei materiali dei componenti
- le caratteristiche superficiali, come la rugosità e i trattamenti avvenuti
- le forme dei componenti e le loro dimensioni
- il carico applicato
- la velocità del sistema e il tipo di moto
- la temperatura
- la durata
- l'ambiente, come l'umidità e la pulizia
- il regime di lubrificazione, se presente

Tutti gli attributi elencati incidono sulle caratteristiche dell'usura prodotta e la sua estensione. La loro modifica, anche se limitata, può ricondurre a variazioni radicali sull'esito della prova.

I risultati ottenuti derivano dall'intero sistema comprendendo la struttura e l'ambiente operativo, di conseguenza nell'osservazione e nelle conclusioni non si devono ricondurre i prodotti del processo solo al singolo componente. Considerando la presenza simultanea degli effetti di molteplici fenomeni nello stesso apparato, ne consegue la complessità riguardo la trattazione dell'usura.

3.1 Principali test tribologici

Il mondo del tribotesting si espande in più modelli, dal momento che nella pratica si possono avere molteplici geometrie dei componenti. Le principali forme possono essere racchiuse in:

- (a) Pin-on-disk è composto da un pin fisso appoggiato alla superficie di un disco rotante. Il carico è applicato sul pin con direzione parallela all'asse di rotazione del disco [6]. È probabilmente tra i test maggiormente impiegati, data la semplicità del sistema e il basso costo [12].
- (b) Pin-on reciprocating plate riprende la struttura del pin-on-disk, ma al posto del disco si ha un piano che si muove avanti-indietro con una certa ampiezza [6], [12]. Si ha una versione alternativa detta SRV test machine, dove il pin è sferico e si muove al posto della piastra, è usato per casi con oscillazioni lineari ad alta frequenza [24], [25].
- (c) Ring-on-ring o detto thrust washer comprende due rondelle di spinta in contatto sulla superficie piana caricate parallelamente all'asse di rotazione. Una delle due rondelle è stazionaria mentre l'altra ruota ad una certa velocità.
- (d) Twin disc o detto disk-on-disk è composto da due dischi in contatto sulla superficie laterale. A seconda della velocità del sistema si può simulare: puro rotolamento per velocità uguali, slip per velocità differenti, puro strisciamento nel caso un disco abbia velocità nulla [12].
- (e) Block-on-ring o detto Timken test (o Alpha model LFW-1) è composto da un anello rotante in contatto lungo la sua superficie laterale con un blocco. Il carico è applicato sul blocco ortogonalmente rispetto all'asse dell'anello.
- (f) Rectangular flats on rotating cylinder è una versione alternativa del sistema block.on-ring: ai lati opposti dell'anello sono applicati due blocchi, viene chiamato anche Hohman A-6 tester [6].
- (g) Four ball test rig ha una struttura composta da quattro sfere disposte a tetraedro. La sfera superiore ruota con una certa velocità e viene caricata in direzione normale, mentre quelle sottostanti sono fisse [6], [12].
- (h) Falex pin e Vee block Method, si hanno due blocchi a V stazionari in contatto con un cilindro rotante. I blocchi premono sul perno con carico ortogonale al suo asse [6], [26], [27].

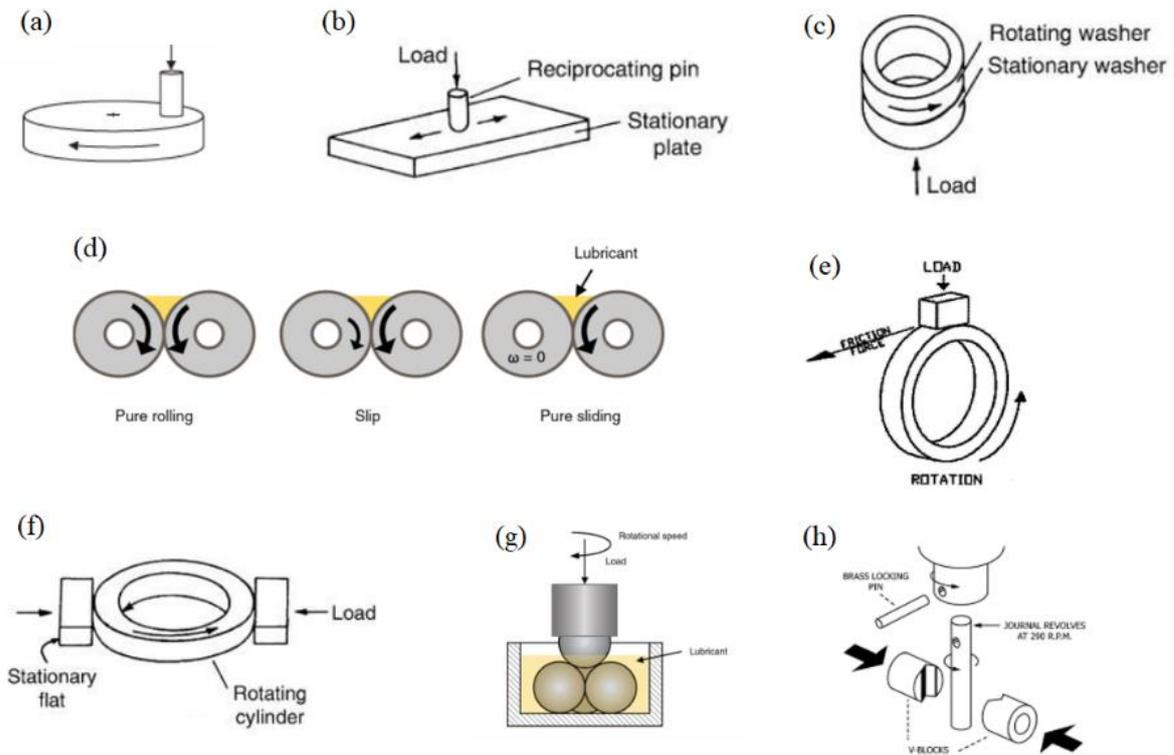


Figura 41- Schema delle strutture dei test tribologici: pin-on-disk (a) [2], pin-on reciprocating plate (b) [6], ring-on-ring (c) [6], twin-disk (d) [12], block-on-ring (e) [28], rectangular flats on rotating cylinder (f) [6], four ball test rig (g) [12], Falex pin e vee block (h) [27]

I test citati si riferiscono a sistemi con strisciamento tra superfici; quindi, i risultati rientreranno per lo più nel campo di usure adesive, abrasive e per fatica. Per l'analisi di altri processi di usura, ad esempio l'erosione, sono stati sviluppati altre tipologie di test. Tutte le prove presentate hanno standards di riferimento nazionali o globali [8]. I principali esponenti con il maggior numero di norme sono il sistema ASTM International (American Society for Testing and Materials), ISO (International Organization for Standardization), DIN (Deutsches Institut für Normung) e SAE (Society of Automotive Engineers) [8], [29]. All'interno della norma sono definite le proprietà deducibili, la precisione correlata, i calcoli e come è strutturato il meccanismo. Con l'applicazione di test standardizzati un vantaggio riconducibile è la possibilità di comparare i risultati ricavati con la letteratura. Inoltre, i sistemi sono già ottimizzati per le misure tramite l'operato di altri tecnici rendendone più semplice l'uso e gli esiti più prevedibili [9]. Per queste ragioni agli occhi della comunità scientifica sono il sistema maggiormente apprezzato, anche se essendo delle strutture più semplificate si allontanano maggiormente dall'ambito pratico riprodotto. Ovvero, i risultati del test saranno meno correlati al meccanismo nella realtà [9].

Per la classificazione e analisi delle prestazioni dei lubrificanti si ha la preferenza su una certa tipologia di tribotest. Come caratteristiche ricondotte all'azione del lubrificante possono rientrare le proprietà correlate all'usura come il tasso di usura, il coefficiente d'attrito, le proprietà a pressioni estreme. I test in questione servono per misurare l'effetto delle condizioni operative e dell'ambiente sull'abilità della formazione del film protettivo [5]. Le principali strutture applicate per i lubrificanti sono il Falex, il block-on-ring (Timken) e il four-ball test rig [5], [28]. Per uno stesso meccanismo si possono associare più norme perché contenenti obiettivi o un sistema di distribuzione diverso. Un esempio è il Four-ball test che per la valutazione delle proprietà a pressioni estreme ha tre possibili norme: ASTM D2783-21 [30], BS ISO 20623:2017 [31] e DIN 51 350 (applicato in [32]). Per di più con lo stesso processo per la misura del coefficiente d'attrito si può seguire ASTM D5183-21a [33], invece per l'usura si ha di nuovo BS ISO 20623:2017 [31] e ASTM D4172-21 [34]. Oltre a tutto, se si vuole applicare un grasso nel sistema si avranno standard aggiuntivi da seguire con un'altra denominazione.

3.2 Block-on-ring

Per l'analisi del caso studio si è optato l'impiego di un sistema block-on-ring. Il meccanismo è composto da un anello rotante su cui è pressato al di sopra un blocco a forma di parallelepipedo (Figura 41-e). Il sistema è dotato di una cella di carico, che misura la forza tangenziale del meccanismo. Conoscendo la forza premente sul blocco, si può valutare il coefficiente d'attrito usando la classica formula di Amontons (Equazione 1). Per osservare l'azione del lubrificante, viene integrato nel sistema una vasca, in cui viene immerso l'anello per 6.4mm dal bordo inferiore [35]. Il lubrificante viene raccolto dall'anello tramite il suo moto rotatorio e viene trasportato all'area di contatto. In seguito alla prova, i blocchi e gli anelli possono essere esaminati con un profilometro e un microscopio, in particolare nella norma ASTM G77-17 [35] dalle dimensioni dei segni riportati sulla superficie si può valutare il volume di materiale perso. Tramite questo parametro si definisce il tasso di usura. Oltre al metodo geometrico, si può determinare la quantità di materiale perso anche dalla variazione della massa del componente prima e dopo la prova. Tuttavia, il valore risulta una valutazione semi-quantitativa, poiché durante il test contribuiscono più fenomeni che modificano la massa oltre all'usura per strisciamento. Degli esempi di fenomeni evidenziati sono la formazione di ossido, la penetrazione del materiale da parte del lubrificante, il trasferimento di materiale (che può determinare un aumento di massa) [35]. La stima del tasso di usura tramite variazioni volumetriche può essere eseguita solo se la perdita di materiale è macroscopica [6].

Il sistema block-on-ring è definito anche con il nome Timken. Il tipo di contatto generato rimane lo stesso (tra un blocco ed un anello), ma come rappresentato in Figura 42 la disposizione e il sistema di lubrificazione differiscono. Il macchinario Timken è stato sviluppato nel 1932 con lo scopo di misurare la capacità di carico dei lubrificanti EP [28]. Per l'appunto, si ha la norma ASTM D2782-20 [36] per la misura delle proprietà ad alta pressione dei lubrificanti. Alla base del test si applica una velocità di rotazione di 800 rpm con un carico crescente. Il processo ha come obiettivo l'identificazione della forza minima che rompa lo strato di lubrificante, generando scoring.

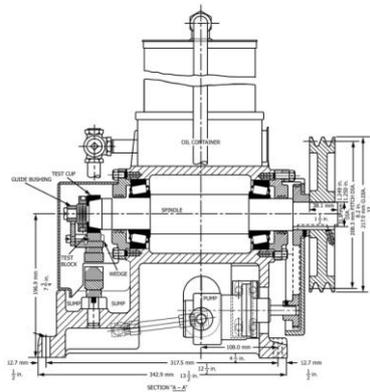


Figura 42- Rappresentazione della struttura del Timken test [36]

In letteratura si possono ritrovare più esempi di impiego del sistema in questione, che sono generalmente nell'ambito della valutazione dei lubrificanti o dei rivestimenti superficiali. All'interno della Tabella 6 sono state riassunte alcune applicazioni, in modo da confrontare i principali fattori di prova del processo ovvero il carico, la velocità di rotazione, la durata. Tutti i riferimenti sono correlati a studi tribologici riguardo a sistemi lubrificati. In alcuni articoli si procede con più prove modificando un fattore e mantenendo il resto costante, nella tabella per non riscrivere tutti i test sono stati indicati solo gli estremi. I parametri si possono definire con delle unità di misura differenti, specialmente la durata si può indicare con i metri percorsi, i giri di rivoluzione effettuati o semplicemente il tempo. Nella tabella si è ricercato di convertire il tutto ad un'unica unità, tramite le geometrie del meccanismo. Tuttavia, in alcuni casi all'interno del testo non è specificata la dimensione dei componenti oppure si ha la mancanza di certe informazioni. Per questo motivo nel caso di elementi mancanti i valori sono indicati direttamente in corsivo e tra parentesi è riportato quello nel testo ove possibile.

Negli articoli selezionati i materiali che compongono il blocco e l'anello rientrano in differenti categorie: polimeri, acciai, compositi, leghe metalliche con rivestimenti superficiali; i più frequenti sono l'acciaio inossidabile austenitico AISI 304 e l'acciaio per cuscinetti AISI 52100 equivalente ad un UNI 100Cr6. Dalla Tabella 6 si può evincere che non si hanno dei valori fissi per i parametri di prova, anzi la scelta ricade sull'operatore e il sistema che si vuole riprodurre o a cui si ispira. In aggiunta, anche le dimensioni dei componenti differiscono da uno studio all'altro. Per la durata del test nella norma ASTM G77 è dato come valore indicativo 5400-10800 rivoluzioni [35], che con la velocità del sistema del caso studio (Equazione 26) corrisponde a circa 2-4.5 ore. Con una velocità di riferimento di 100 rpm si aggira intorno a 1-2 ore, da un confronto con la Tabella 6 si denota che questa proporzione non è stata seguita.

Tabella 6 - Esempi di applicazioni del test block on ring

Carico Normale [N]	Velocità di rotazione [rpm]	Durata [min]	Materiali Blocco-Anello	Riferimento Bibliografico
250	1400	3000 (500 km)	Stanit (Sn-Sb-Cu) - Acciaio low C rivestito da WC/ lega NiCr	[37]
60	477.65	120	AISI 1045-AISI 52100	[38]
459	477.65	120	AISI 1045-AISI 52100	[38]
210	143.3 (0.3 m/s)	35	AISI 52100 - AISI 52100	[39]
134	197	25.4	Tool steel – 4620 steel	[40]
50	200	16	SnSb11Cu6 (B83) e SnSb8Cu4 (B89)	[41]
50	200	321	SnSb11Cu6 (B83) e SnSb8Cu4 (B89)	[41]
25	1.3	-	AISI M2 rivestito WSC o TMD – AISI 3145	[42] [43]
25	60	-	AISI M2 rivestito WSC o TMD – AISI 3145	[42] [43]
18 (applicati sulla leva)	490	18	AISI 52100	[44]
883	100	67	AISI 1018 – AISI D2	[45] conforme
266	173	20	AISI 304 – AISI 52100	[46]
222	109 (0.2 m/s)	17 (200 m)	Rivestimento TiSiCN su acciaio SAE 01 - Rivestimento TiSiCN su acciaio SAE 4620	[47]
20	200	3	AISI 304 – AISI 52100	[48]
350	50	30	Thordon (polimero termoindurente per cuscinetti) – AISI 316	[49]
350	1000	30	Thordon (polimero termoindurente per cuscinetti) – AISI 316	[49]
266	172	20	AISI 304 – AISI 52100	[50]
1177	200	1.3	AISI 1018 – AISI D2	[50] propr. ad alta pressione
15	109	1	AISI 304 – AISI 52100	[51]
30	272	0.4	AISI 304 – AISI 52100	[51]
20	55	167	Composito con matrice alluminio e rinforzante Al ₂ SiO ₅ - 100Cr6	[52]
100	218	1	AISI 304 – Lega di cromo	[53]
17.3	3	83	AISI D2 con rivestimento DLC – Ghisa grigia EN GJL-300	[54]
17.3	165	1.5	AISI D2 con rivestimento DLC – Ghisa grigia EN GJL-300	[54]

3.2.1 Parametri di processo

Nel lavoro di tesi qui presentato, per rendere i risultati più fedeli al caso studio, sono stati prodotti i componenti sottoposti al test, ovvero il blocco e l'anello, a partire dallo stesso materiale del perno e della biella del meccanismo. Questa strategia ha la funzione di aumentare la correlazione tra test e realtà. In questo modo si ha la riproposizione dell'accoppiamento all'interno del test normato. I materiali del perno e della biella sono rispettivamente il UNI 100CrMo7 e il UNI 52SiCrNi5. Sono tutti e due appartenenti alla classe degli acciai, in particolare il primo è definito come acciaio per cuscinetti [23], mentre il secondo come acciaio per molle [22]. Le loro composizioni sono rappresentate in Tabella 7 e Tabella 8, i valori determinati dall'azienda corrispondono a quelli dei riferimenti [22], [23]. I due componenti sono sottoposti ad un trattamento di tempra con rinvenimento. La tempra è eseguita in olio, l'acciaio è austenitizzato ad una temperatura di 850°C per il 52SiCrNi5 e 860°C per il 100CrMo7. Mentre il trattamento di rinvenimento è eseguito a 500°C per la biella e 200°C per il perno.

Tabella 7 – Composizione UNI 100CrMo7

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.90-1.05	0.20-0.40	0.25-0.45	≤0.030	≤0.025	1.65-1.95	0.20-0.40

Tabella 8 - Composizione UNI 52SiCrNi5

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
0.49-0.56	1.20-1.50	0.70-1.00	≤0.025	≤0.025	0.70-1.00	0.50-0.70

La struttura del sistema usato in laboratorio deriva da una prova disk-on-disk modificata per renderla un apparato di tipo block-on-ring. Anche nel lavoro di M. Kašparová si effettua una modifica di un simile tribometro per ricondursi ad un contatto cilindro-piano [55]. Per la conversione del macchinario disk-on-disk, è stato inserito un porta-campioni per blocchi piani al posto di uno dei dischi. Dovendo adattare il sistema originario alla nuova formazione, le dimensioni dei campioni differiscono dalle norme. L'anello ha diametro 40mm e spessore 10mm, mentre per la norma ASTM G77 è rispettivamente di 35mm e 8.7mm [35]. Il blocco è di 40x10x4mm e nella norma 15.75x10.16x6.35mm [35]. È da precisare che anche tra block-on-ring [35] e Timken test si hanno dimensioni differenti, essendo l'anello nel secondo di 50mm spesso 13mm e il blocco 19.05x12.3x-mm [36]. Come accennato in precedenza i campioni del test (blocco-anello) sono dello stesso materiale e sono sottoposti agli stessi trattamenti dei componenti del meccanismo reale: il blocco è formato dall'acciaio per cuscinetti, mentre l'anello dall'acciaio per molle.

Per la velocità di rotazione si denota che il diametro dell'anello differisce da quello del perno. Di conseguenza per correlare la velocità dei due sistemi si procede con la relazione definita in Equazione 29:

Equazione 29- Calcolo della velocità periferica dell'anello

$$v_{anello} = v_{perno} \cdot \frac{d_{perno}}{d_{anello}} = 42 \cdot \frac{35}{40} = 36.75 \text{ rpm}$$

Con il sistema block-on-ring è possibile effettuare differenti tipologie di prove, le principali forme sono:

- Prova a secco
- Prova con lubrificazione continua a diversi carichi
- Prova di tenuta del lubrificante

Per la prova a secco, non si ha l'inserimento del lubrificante nel sistema e si valutano direttamente le interazioni tra le due superfici. Il test della lubrificazione continua corrisponde ai casi elencati nella Tabella 6, dove per tutta la durata della prova si ha l'approvvigionamento continuo del lubrificante nell'area di contatto. Invece, nella prova di tenuta del lubrificante si interrompe la lubrificazione durante la prova per tempi limitati o permanentemente.

Tramite dei test preliminari con lubrificazione continua si è riscontrato che nel range di forze e velocità della macchina non si rientra in condizioni limite di lubrificazione e si ottiene un coefficiente d'attrito stabile nel tempo. Di conseguenza per le prove definitive si è scelto di procedere con l'ultima modalità di tenuta del

lubrificante. Il test prevede la simulazione degli effetti di un malfunzionamento del sistema di lubrificazione che comporta un suo mancato apporto. Questa tipologia di prova viene utilizzata prettamente per i grassi, degli esempi sono riportati in [56], [57]. Si hanno anche casi con lubrificanti liquidi, ma la maggior parte delle volte l'interruzione della lubrificazione non è permanente [58], [59], [60]. Come esempio si è ripreso il lavoro di Ulrike Cihak-Bayr [59] in cui si usa un tribotest di tipo disk-on-disk, dove si blocca la lubrificazione anche permanentemente a velocità differenti. La prova è composta da una prima parte con lubrificazione continua che dura circa 1 minuto in modo da valutarne il coefficiente medio d'attrito in condizioni normali; nella seconda parte si blocca la lubrificazione e si rileva l'andamento dell'attrito nel tempo.

Si sono effettuate 8 prove in totale, 4 per lubrificante. Il carico massimo del sistema è pari a 200kg, di conseguenza per riprendere i test del banco prove si è scelta come matrice di forze: 100kg e 200kg. Per la velocità di rotazione si è selezionata la velocità di 37rpm per eguagliare il sistema nella realtà (Equazione 29) e una velocità maggiore pari a 100rpm per analizzare il comportamento dell'olio in casi più critici.

Tabella 9 - Matrice dei parametri di processo delle prove block-on-ring

Forza [N]	1000	2000
Velocità di rotazione [rpm]	37	100

I provini sono stati pesati sia prima che dopo la prova, in modo da calcolare il tasso di usura.

4. Testing su banco prove

I test tribologici (tribotesting) restituiscono una simulazione semplificata dei meccanismi di usura, tale aspetto conferisce natura comparativa alle prove, rispetto alle condizioni riprodotte e di conseguenza minore correlazione con l'applicazione finale, dove tipicamente i processi di danneggiamento saranno più complessi e risultanti da interazione tra meccanismi differenti, condizioni ambientali di temperatura e atmosfera specifiche e cicli di carico/velocità non sempre costanti. I banchi prova (bench test) rappresentano un'alternativa al tribotesting atta a migliorare la fedeltà ad un determinato sistema.

4.1 Classificazione dei banchi prova

In letteratura si ritrovano diverse accezioni dei banchi prove; la suddivisione dipende principalmente dall'estensione e dalla complessità del sistema. Una classificazione può essere composta da:

- Test su componente (*component test*)
- Test su banco prova (*bench test*)
- Test sul campo (*field test*)

I component test, rispetto alle altre categorie, sono composti da strutture più semplificate, poiché si riproduce un singolo componente all'interno del sistema sottoposto ad usura. Per delineare i meccanismi in gioco, lo svolgimento delle prove procede in un ambiente controllato. Di conseguenza, si ha la descrizione di una sola parte di tutto il sistema effettivo, determinando costi minori ma più lontananza dalla realtà.

Nei bench test si riproducono parti o anche sottosistemi di meccanismi in un ambiente controllato come il laboratorio. Durante la prova si possono misurare nel tempo più proprietà del sistema come, ad esempio, la temperatura e le sollecitazioni. In questo modo si possono distinguere i fattori scatenanti l'usura, avvicinandosi al caso reale oggetto di studio.

I field test sono formati direttamente dai componenti reali, in cui si simulano condizioni operative realistiche per tempi lunghi, che possono essere persino mesi o anni. Tra le tre classi è quella più coerente con la realtà; tuttavia, proprio per la complessità del sistema è difficoltoso dividere i fattori che conducono all'usura del componente. Per la maggior complessità e durata delle prove, il costo associato è più elevato. Per queste motivazioni è solitamente l'ultimo test che si attua per un certo sistema, in modo da convalidare i risultati delle precedenti prove.

Nella Figura 43 è compreso all'interno il model test. Questa tipologia si distingue dagli altri campi poiché simulano l'effetto di carichi tribologici critici, mettendo in secondo piano la simulazione delle funzioni reali dei componenti [12]. Con i model test possono rientrare all'interno i test tribologici presentati nel capitolo precedente.

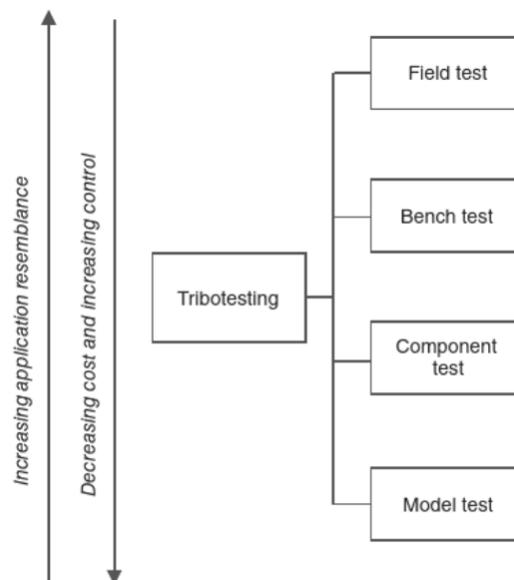


Figura 43- Schema della classificazione dei test in funzione dei costi e rassomiglianza [12]

La suddivisione delle classi è specifica di M. Torbacke [12]. In letteratura si possono ritrovare differenti trattazioni, come nel caso di M. Anderson [28] in cui sono invertite le prime due categorie poiché considera il banco prova come il tribotest.

I test tribologici delineati nello scorso capitolo si distinguono principalmente per il fatto che sono tutti correlati da norme. Invece, i banchi prova rientrano all'interno della categoria "custom apparatus" (apparato personalizzato). L'utilizzo di un sistema personalizzato determina una maggior fedeltà alle caratteristiche in esercizio [9]. Un aspetto da tenere in considerazione è che non essendo normati, i risultati ottenuti sono specifici al sistema. Per il confronto con la letteratura scientifica sarà dovere normalizzare i prodotti ottenuti a parametri riconosciuti come il coefficiente d'attrito e la pressione [9]. Un'alternativa a test personalizzati è la modifica di un apparato esistente, dove si incorpora direttamente il componente [9].

A seguito della ricerca svolta riguardo alle categorie dei banchi prova, quello realizzato nella tesi si può inserire come una via di mezzo tra il componente test ed il bench test.

4.2 Realizzazione di un banco prova per lo studio di sistemi perno – boccola

Nel banco prova si è potuto formulare una riproduzione più fedele del meccanismo rispetto al tribotest. Le migliorie apportate si ritrovano nella geometria dell'area di contatto, il sistema di lubrificazione, le modalità di movimento.

4.2.1 Aspetti cardine della progettazione-Parametri di processo

Per la progettazione del banco prove si devono osservare ed individuare gli stessi aspetti rappresentati nell'elenco del capitolo precedente sul tribotesting (capitolo 3.). Determinando le caratteristiche dei componenti (come forma, trattamenti, materiali) e del sistema (come condizioni operative e ambiente di utilizzo); si può replicare in modalità più efficiente il meccanismo. I parametri di processo fondamentali sono:

- Carico
- Velocità
- Durata
- Temperatura
- Sistema di lubrificazione

Il carico nella realtà ha valore corrispondente al risultato dell'Equazione 28 (30'000 N) e viene applicato solo durante il movimento dei componenti, per l'apertura e chiusura dei bracci della macchina I.S. Nel banco si è approssimato il processo applicando una forza costante nel tempo, sia durante il movimento che da fermi. Per generare la forza premente, a causa degli elevati carichi richiesti, è stata impiegata una vite, a fronte dell'ipotesi iniziale di impiegare un pistone.

Il sistema in opera si muove con una rotazione di 76° (Equazione 25) ad una velocità media di 42rpm (Equazione 26). Per il banco prove si è impostato un movimento avanti-indietro con un angolo di rotazione pari a 180° , per poterne osservare gli effetti su un'area maggiore. Per la coppia motrice richiesta si è dovuto aggiungere al sistema un riduttore (modello Wittenstein alpha tp010x-ma2-22-0c1, epicicloidale con rapporto di 1:22) e progettare un suo albero uscente. Il movimento è stato indotto da un servo-motore elettrico brushless (modello Lafert B63h8x-02555). Essendo il movimento discontinuo con cambio del verso di rotazione, la velocità di prova non è costante nel tempo. Nella Figura 44 è rappresentata la curva di velocità eseguita dal motore. Il valore massimo della curva corrisponde alla velocità di riferimento dove si tiene in considerazione anche il rapporto di riduzione ($42 \cdot 22 = 924 \text{rpm}$).

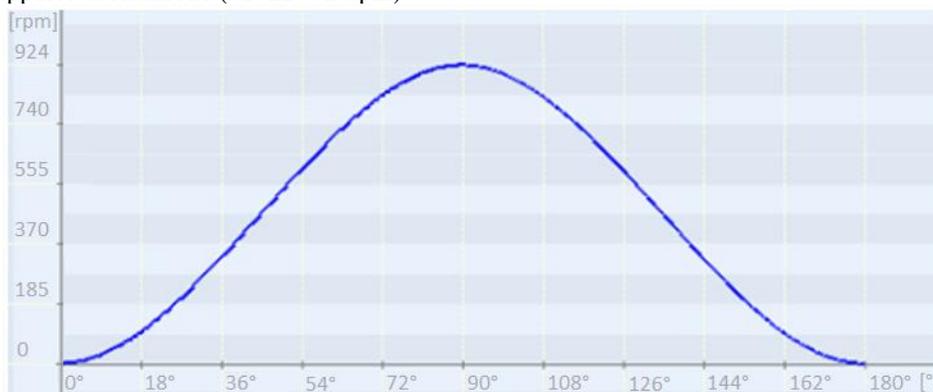


Figura 44 - Rappresentazione della curva di velocità del motore [rps] in funzione dei gradi di rotazione [°]

Per la durata del test si possono impiegare due approcci diversi: si può ricercare il tempo correlato al raggiungimento del guasto o imporre un tempo fisso osservando come variano i risultati. Come solitamente accade nei test su banco prova, un'alternativa alla riproduzione delle esatte condizioni di esercizio del componente è effettuare un test accelerato, aumentando ad esempio le sollecitazioni per gli stessi effetti in un tempo più breve; tuttavia, si deve fare maggior attenzione alle condizioni che producano lo stesso tipo di usura di quella in esercizio. È stata imposta alle prove una durata fissa di sei ore, simulando nella pratica, il componente che in utilizzo lavori in modo continuativo senza pause; tale durata permette un tempo di osservazione sufficientemente lungo da osservare la stabilizzazione del sistema, ma limitato per essere controllato più efficacemente.

Riguardo alla temperatura le prove sono state effettuate a temperatura ambiente (17-20°C), per simulare le prove a freddo eseguite nel reparto di montaggio dell'azienda quando vengono prodotte le macchine.

Nel macchinario I.S. non avviene una lubrificazione diretta del meccanismo ovvero collegandolo direttamente alla pompa, ma da un sistema detto "a ragnatela". All'interno della macchina si hanno dei punti di riferimento che vengono lubrificati direttamente; continuando la lubrificazione l'olio in eccesso esce da questi componenti e viene incanalato in modo da consentirgli il raggiungimento delle altre parti del complesso. Prima di far partire la macchina si opera una lubrificazione totale del sistema, dove l'olio viene "pompat" in modo da riempire tutti i meccanismi interessati. Per il resto del processo si sfrutta lo spostamento del lubrificante dalle prime aree. Ciò riconduce ad un minor controllo del lubrificante ed il rischio di scarsa lubrificazione. Nella macchina il sistema di lubrificazione si attiva ogni 20-30 minuti, al sistema perno-biella la quantità indicativa immessa di olio corrisponde a circa 1cc. Sul banco prove è stata implementata una pompa volumetrica, per definire in modo preciso le quantità di lubrificante immesse. La pompa è stata collegata direttamente al meccanismo con un iniettore Lincoln SL-43. L'iniettore inserisce al colpo una portata di 0.131cc, per ottenere le quantità richieste si è impostato un ciclo di lavoro della pompa di 30s e di pausa di 3 minuti. In questo modo si raggiunge 1 cc di lubrificante in circa 27 minuti.

4.2.2 Struttura del banco prove

Per un'ottimale riproposizione del sistema del perno e della biella, i due componenti sono stati ripresi nel banco prove cercando di mantenere la stessa geometria del contatto ovvero pari forma e dimensione. I componenti cardine del meccanismo perno e biella sono stati convertiti in geometrie semplificate come rappresentato in Figura 45. La biella è stata rimodellata come una boccola (Figura 45-a), essendo l'area interessata dal contatto compresa in solo uno dei due fori. Nella realtà il lubrificante è introdotto tramite dei fori passanti nel perno, mentre nel banco prove si è operato in modo inverso: per questa motivazione è stata inserita nella boccola una scanalatura esterna e dei fori passanti per permettere l'entrata del lubrificante direttamente all'area del contatto. Per il perno del banco prova (Figura 45-b) le modifiche più evidenti risiedono nel foro da una dell'estremità e nella base dall'altro lato che hanno forma quadrata, queste aggiunte servono per il suo inserimento e fissaggio all'interno del banchetto. Comunque, il diametro e le tolleranze del perno e della boccola corrispondono ai valori dei componenti da cui derivano. La lunghezza dell'area è mantenuta, tuttavia i pezzi hanno lunghezze differenti per motivi strutturali. Come nella prova block-on-ring, anche in questo caso il perno e la boccola sono dello stesso materiale e hanno lo stesso trattamento dei corrispettivi componenti della macchina I.S.

Nel macchinario il perno è fissato con un sistema a forcella mentre la biella è libera di ruotare. Nel banco per facilitare il sistema si è riproposto il caso contrario: bloccando la boccola e lasciando il perno libero di muoversi. In questo modo il perno si può rappresentare come un prolungamento dell'albero del motore e la boccola viene semplicemente fissata da delle viti alla copertura esterna (rappresentata in trasparenza nella Figura 46-a). Il perno è caratterizzato da una base quadrata, affinché mantenga la stessa rotazione dell'albero in cui è inserito senza l'ausilio di chiavette o linguette. Al di sopra del perno si ha una cavità per poter inserire un prolungamento per il cuscinetto superiore, che ha lo scopo di ridurre la flessione del perno.

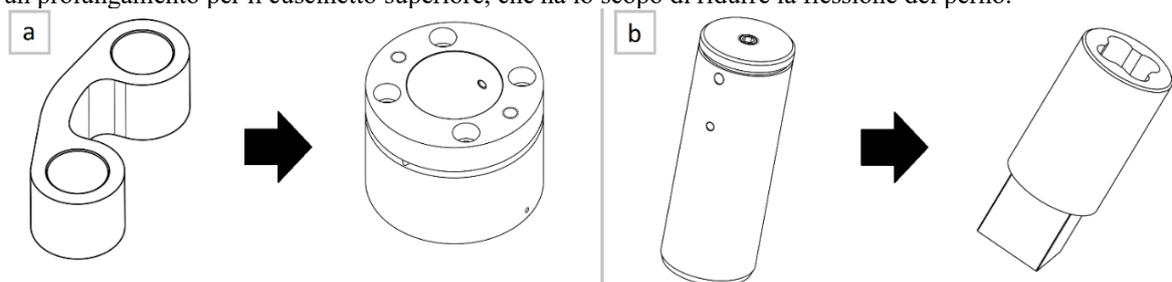


Figura 45- Raffigurazione della biella nel modello di partenza e quello relativo al banchetto (a) e del perno (b)

In Figura 46-a è rappresentato il modello del banchetto completo, al di sopra del piano di appoggio si possono distinguere due macrogruppi: a sinistra il sistema di lubrificazione con la pompa, a destra il complessivo progettato per riprodurre il contatto. La pompa è collegata all'iniettore Lincoln che permette l'introduzione del lubrificante direttamente nel sistema. Osservando in dettaglio la struttura, al di sotto di tutto si ha il motore (rappresentato di nero in Figura 46) e il riduttore. Per concedere una visione più chiara le coperture esterne sono rappresentate in trasparenza. In Figura 46-b si ha una riproposizione più semplificata della parte alta della struttura del meccanismo. Come elementi principali si possono distinguere:

- La cella di carico in viola
- Il grano per applicare la forza in rosso
- La boccola in verde
- Il perno in arancione
- I cuscinetti in giallo

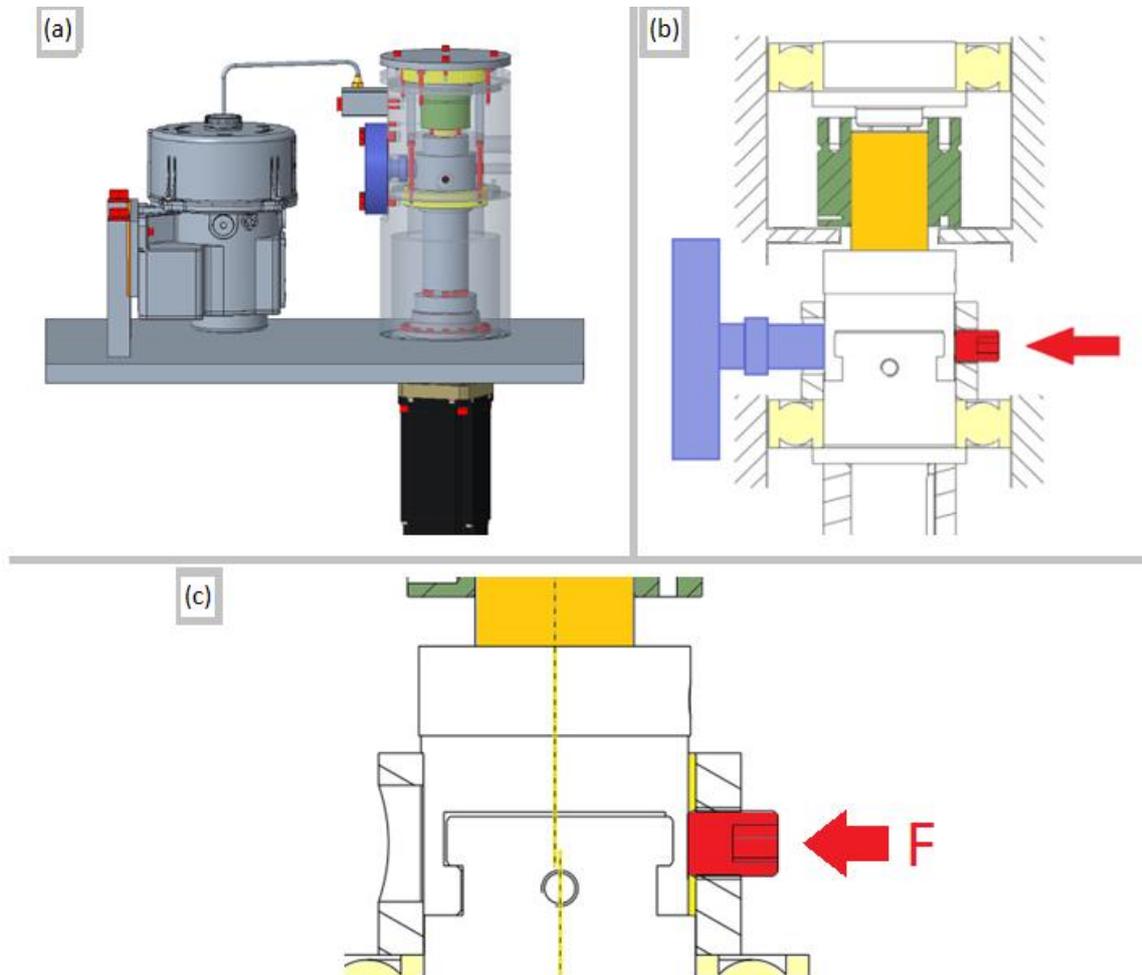


Figura 46 - Modello 3d del banco prova (a), rappresentazione semplificata del complesso (b), dettaglio del decentramento del perno (c)

Si può associare il complessivo ad un'estensione dell'albero del motore che comprende il perno, dove la sua rotazione è trasmessa per tutta l'altezza tramite l'inserimento di un giunto. Alla base del perno si ha il sistema per applicare e misurare la forza. La base del perno è inserita all'interno di una guida che permette il movimento solamente lungo la direzione in cui si applica la forza con il grano. Per mantenere il carico durante il movimento viene inserita in un anello ancorato alla parte sottostante. Tra l'anello e la base si ha un giogo (circa 0.2 mm) che permette lo scorrimento del perno. Anche se lo spostamento è limitato per la presenza dell'anello, si deve considerare che il gap tra perno e boccola sia al massimo di 0.1 mm. Come si evince dalla Figura 46-c, il perno essendo adeso alla base verrà decentrato sotto azione del grano, in questo modo è applicata la pressione nella superficie interna della boccola. Dal lato opposto del grano è situata la cella di carico che ha la funzione di acquisire la forza esercitata. Al di sopra del perno si è inserito un cuscinetto per vincolare il perno e limitarne la flessione.

4.2.4 Tipologia di prove

In definitiva, si sono svolte quattro prove per lubrificante con carichi differenti. La velocità è mantenuta fissa a 42 rpm con le modalità presentate in precedenza. Per ogni test si è selezionato un carico differente per osservarne il comportamento del sistema. Le forze applicate sono:

Tabella 10 – Valori di forza dei set di prove

Forza [N]			
500	1000	2000	5000

Le forze scelte risultano inferiori rispetto a quelle effettive calcolate in Equazione 28, poiché il sistema di carico del banco prove determina un impuntamento del perno che rende l'area di contatto con altezza minore rispetto a quella nel caso reale. Con carichi superiori a 20'000N il grippaggio che ne deriva è eccessivo al punto da superare i limiti del motore. I campioni disponibili erano in totale otto, di conseguenza nessuna prova è stata ripetuta. La durata dei test è rimasta costante per ognuno e fissa a sei ore.

Durante i test si possono valutare differenti proprietà del sistema. Per valutare gli esiti del banco prova si è scelto di monitorare la coppia del motore nel tempo, la temperatura della boccola e la forza del grano.

Per la definizione del campionamento della coppia del motore, si deve tenere in considerazione il suo movimento discontinuo. Il segno della coppia segue la direzione di rotazione, di conseguenza non proseguendo in un solo verso si hanno valori sia positivi che negativi. Impostando un campionamento fisso nel tempo, se si impone una differenza tra un punto all'altro non in fase con l'andamento della coppia si ricaverebbe una curva confusa. Per queste motivazioni si è definito un campionamento più stretto, rispetto ad una nuvola di dati più ampia. Per la scelta dei valori si è ricercato un compromesso tra lo spazio di archiviazione limitato e l'ottenimento di una riproduzione adeguata della curva. Impostando l'acquisizione ogni 0.5 s, si identificano tre punti lungo un verso della rotazione, in modo da valutarne un valore medio. Con questa modalità il tempo risultante di acquisizione è pari a 34 minuti, riuscendo ad osservare l'andamento nel tempo della coppia ed eventuali anomalie a quest'ultima correlabili. A seguito di ogni set da 34 minuti si sono state effettuate delle acquisizioni ad elevata risoluzione (step di durata inferiore a 0.01 s) ma di durata inferiore (3 e 4.5 secondi) per un esame più nel dettaglio della coppia nel tempo.

La rilevazione della temperatura è operata tramite una sonda termica (modello FLUKE gefr16 multimeter, Figura 47-a) che viene inserita all'interno del foro della boccola, rappresentato in basso a sinistra nella sezione del componente in verde della Figura 46-b. Si deve tenere in considerazione che il canale è a contatto con l'ambiente esterno, dovendo permettere il passaggio della sonda. Di conseguenza i valori rilevati dipendono dalla temperatura interna della boccola, ma si ha una riduzione dovuta al contatto esterno. Ovviamente la temperatura nell'area di contatto è da considerarsi superiore. La sensibilità del sensore è di 0.1°C, può operare tra -10°C e 400°C ed ha un'accuratezza di $\pm(1.0\%+0.8^\circ\text{C})$.

Per la valutazione della forza è stata impiegata una cella di carico (modello Gefran CM K3.5M, in viola nella Figura 46-b, Figura 47-b, Figura 47-c). Per la misurazione occorre che il sistema sia fermo, perciò i carichi sono stati determinati solo all'inizio e alla fine della prova. Da considerare che il range di forze della cella di carico raggiunge i 35'000N con una precisione di 0.2%.



Figura 47 - Foto del sensore di temperature (a), della cella di carico al completo con sistema di acquisizione (b) e dettaglio della cella (c),

Si è eseguita una prova a 20'000 N, ma essendosi presentato il grippaggio in fase di partenza, non si è potuta rilevare la coppia.

Parte Sperimentale

5. Materiali e metodi sperimentali

Nel laboratorio si è eseguita una valutazione dei lubrificanti e dei materiali appartenenti al meccanismo tramite due prove differenti. I test applicati corrispondono al block-on-ring e al banco prove progettato. La scelta dei parametri di processo è stata descritta nei capitoli 3.2.1 per il block-on-ring e 4.2.4 per il bench test. Un punto in comune delle due prove risiede nella velocità, che riprende quella di riferimento della macchina I.S. calcolata in Equazione 26. Tuttavia, i due sistemi hanno una tipologia di moto differente, poiché il block-on-ring mantiene la velocità costante nel tempo, mentre il banco prove segue l'andamento in Figura 44. Anche la matrice definitiva delle forze applicate è simile, ciononostante si deve considerare che l'area soggetta ha estensione differente, di conseguenza si possono osservare effetti diversi da un caso all'altro. A seguito delle prove sono stati analizzati i campioni ottenuti per caratterizzarne l'usura derivante.

5.1 Tecniche di analisi

Per ogni provino si è applicata una caratterizzazione approfondita, focalizzata soprattutto nell'analisi della superficie. Per prima cosa sono state analizzate tracce di usura mediante stereomicroscopia (Leica M5S), in modo da delineare le aree maggiormente sollecitate o le zone di interesse. Per una disamina più nel dettaglio della superficie, dal punto di vista della morfologia si sono effettuate delle osservazioni tramite microscopio elettronico a scansione (SEM, mod. Zeiss EVO 15), esaminando con sonda per elettroni retrodiffusi la presenza di seconde fasi o elementi estranei e valutandone la composizione con microanalisi EDS (Oxford Ultimax). La composizione ottenuta è da ritenersi semi-quantitativa, soprattutto per quanto concerne il tenore di elementi leggeri come l'ossigeno e il carbonio risultano poco affidabili.

Oltre allo studio superficiale mediante microscopia, è stata misurata la rugosità superficiale dei campioni prima e dopo il testing mediante rugosimetro a stilo (mod. Hommelwerke T1000). Tramite l'esaminazione del profilo superficiale si può determinare che il processo produttivo del componente sia conforme al disegno tecnico. Oltretutto, si può anche valutare l'estensione dell'usura nelle piastrine in seguito all'esecuzione dei test tribologici block-on-ring. Infine, per validare la conformità e l'omogeneità tra i vari campioni, del trattamento termico, è stata misurata la durezza mediante misura di macrodurezza con metodo Rockwell (HRC – mod. EMCO test) e ripetendo almeno 3 misurazioni per ciascun campione.

Le due tipologie di lubrificante oggetto delle prove di confronto sono state caratterizzate mediante spettroscopia ad infrarossi (FTIR – mod. Perkin Elmer-Frontier). La spettroscopia IR è una tecnica non distruttiva che permette di valutare la composizione del lubrificante mediante l'identificazione di gruppi funzionali o eteroatomi presenti, secondo il caratteristico range di assorbimento.

Le analisi sono state svolte presso i laboratori di Alessandria del Politecnico di Torino. Per i campioni utilizzati sul banco prove, è stato analizzato un componente pulito allo stato originale come punto di riferimento per gli altri campioni.

6. Risultati

All'interno di questo capitolo sono presentati e discussi i risultati ottenuti dalle prove e dalle caratterizzazioni superficiali. Nel primo sottocapitolo sono presentate le caratterizzazioni dei campioni e del lubrificante allo stato iniziale, prima dell'esecuzione di prove e test tribologici. Nel secondo sottocapitolo sono presentati i risultati delle prove secondo la misura del coefficiente di attrito sia in termini assoluti che di commento dell'andamento puntuale durante le prove. Nel terzo sottocapitolo è discussa la quantificazione del tasso di usura tramite stereomicroscopio, profilometro e misura della variazione di massa; infine, sono presentate tramite osservazioni con SEM le evidenze morfologiche relative ai meccanismi di usura sulle superfici in seguito ai test.

Prima di eseguire le analisi, tutti i componenti sono stati puliti in bagno ad ultrasuoni con solvente (acetone) per rimuovere lo strato untuoso e di detriti lasciati dal lubrificante. Il lavaggio è stato effettuato a temperatura ambiente per almeno cinque minuti.

6.1 Caratterizzazione dei campioni allo stato di fornitura

6.1.1 Rugosità superficiale

Tramite il rugosimetro (Hommelwerke T1000) si è potuto valutare la rugosità media (R_a) dei campioni. Per l'analisi sono stati presi dei campioni puliti, che non siano stati utilizzati per test tribologico o test su banco prove. Non si è potuta misurare la rugosità della boccola perché la superficie interessata è interna e quindi non direttamente accessibile al tester. A disegno la rugosità indicata era pari a $0.8 \mu\text{m}$ per la superficie del perno e del blocco, mentre per il foro interno della boccola e del disco di $1.6 \mu\text{m}$. In Tabella 11 sono indicati i valori di rugosità rilevati e le correlate deviazioni standard (σ).

Tabella 11 - Valori della rugosità media (R_a) e deviazione standard (σ) dei campioni

	$R_a [\mu\text{m}]$	$\sigma [\mu\text{m}]$
Perno	0.41	0.01
Blocco	0.26	0.04
Anello	0.25	0.01

Si osserva che in tutti i casi la rugosità effettiva è minore rispetto a quella indicata a disegno, soprattutto per i componenti del block-on-ring. Una rugosità minore può comportare un aumento del parametro Λ , determinando una lubrificazione più efficace. I valori effettivi di rugosità sono stati inseriti nel software Hertzwin per valutare con maggiore accuratezza le sollecitazioni nel contatto non-conforme caratteristico della configurazione block-on-ring.

6.1.2 Durometro

I valori nominali di riferimento nella progettazione sono di 63 ± 1 HRC per l'acciaio UNI 100CrMo7 (perno, blocco) e di 39-42 HRC per l'acciaio UNI 52SiCrNi5 (boccola, anello). Per questi acciai la durezza soprattutto come indice di un corretto trattamento termico. I valori rilevati sono riassunti in Tabella 12.

Tabella 12- Valori di durezza e relativa deviazione standard (σ) dei campioni

	Durezza [HRC]	σ [HRC]
Perno	62,8	1.2
Boccola	34.5	1.9
Blocco	62.1	1.4
Anello	41.5	1.8

I risultati ottenuti hanno valori congrui ai riferimenti progettuali, all'infuori della boccola che ha durezza minore rispetto a quella indicata. Di conseguenza, la boccola sarà maggiormente soggetta ad usura, dato che il volume di materiale perso per usura abrasiva e adesiva è inversamente proporzionale alla durezza (Equazione 13, **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**).

6.1.3 Spettroscopia infrarossa (FTIR)

La spettroscopia infrarossa permette di identificare lo spettro di assorbimento delle radiazioni IR. Dalla posizione dei picchi di assorbimento si può determinare in modo qualitativo la composizione del campione esaminato. L'analisi è stata effettuata sui due lubrificanti: Gulf Harmony AW-68 come lubrificante minerale e Klubersynth HM2-220 come lubrificante sintetico. Si deve tenere in considerazione che tuttavia per identificare precisamente la struttura della catena polimerica non basta la sola spettroscopia IR. Oltre a comprendere il polimero base del composto, può essere usata anche per identificare i possibili additivi inseriti tramite i legami caratteristici associati. Come primo risultato si riporta in Figura 48 un confronto diretto dei due oli.

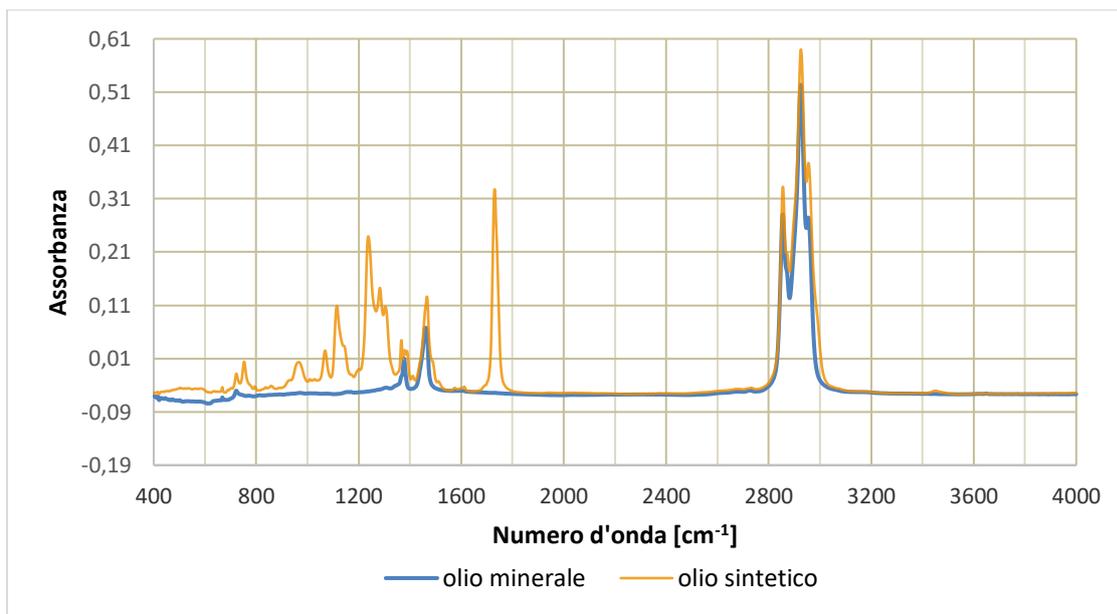


Figura 48- Spettri di assorbimento del lubrificante minerale (blu) e del lubrificante sintetico (arancio)

Dalla sovrapposizione dei due spettri si riscontra la presenza di picchi con lo stesso numero d'onda, nelle zone a circa 1400 cm⁻¹ e 2900 cm⁻¹. Questa rassomiglianza comporta delle similitudini nelle strutture dei due oli. Il lubrificante sintetico ha una composizione più ampia rispetto alla controparte minerale, dato il maggior numero di picchi presenti. Per l'identificazione dei legami caratteristici è stato fatto riferimento alle tabelle riportate da Rizvi e Syed [5].

I picchi principali del lubrificante minerale (Figura 49) sono situati a 2925 cm⁻¹, 2850 cm⁻¹. Questi numeri d'onda, insieme al 1465 cm⁻¹, sono specifici del legame carbonio-idrogeno (C-H) del gruppo metilene presente nelle catene alchiliche. Proseguendo con i picchi ad intensità minore, quelli presenti a 2960 cm⁻¹ ed a 1370 cm⁻¹ possono essere ricondotti al gruppo metile per alchili. I segnali tra i 540-760 cm⁻¹ sono appartenenti ad eteroatomi e possono essere associati al legame carbonio-cloro (C-Cl). Da questa indagine si può ricondurre una struttura prettamente paraffinica. La trattazione risulta coerente con la descrizione del lubrificante minerale.

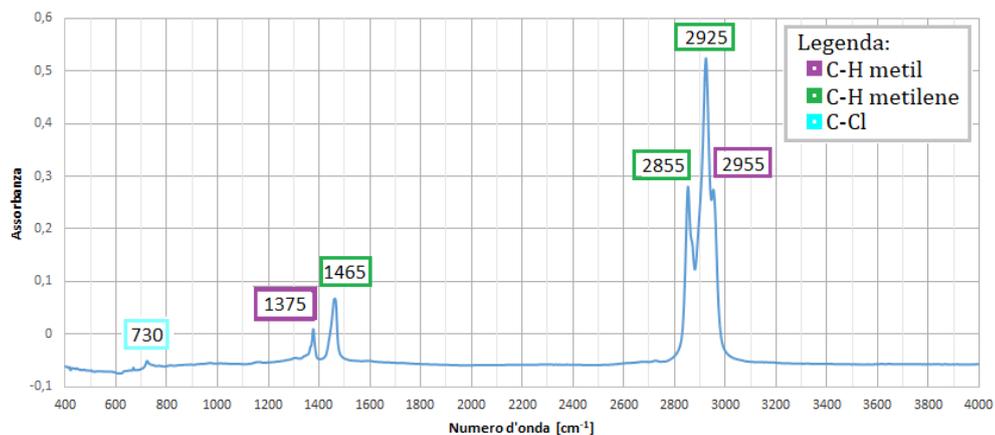


Figura 49- Spettro del lubrificante minerale Gulf Harmony AW-68, nella curva sono indicati i numeri d'onda dei picchi più rilevanti e il colore indica il tipo di legame a cui fanno riferimento

Per il lubrificante sintetico sono presenti le stesse considerazioni di quello minerale, ovvero la presenza di gruppi metile e metilene. In aggiunta, si può ricondurre a 1730 cm^{-1} il legame $\text{C}=\text{O}$ appartenente ad esteri e lattoni e per i picchi tra $1100\text{-}1300\text{ cm}^{-1}$ il legame $\text{C}-\text{O}$ degli esteri. Il picco a 965 cm^{-1} può corrispondere all'additivo ZDDP (zinc dialkyl ditiophosphate $\text{P}-\text{O}-\text{C}$) che comprende valori tra $950\text{-}1050\text{ cm}^{-1}$. Di conseguenza, la struttura dell'olio oltre ad avere catene alchiliche, è composta anche da gruppi esteri e additivi. Questo risultato è congruente alla descrizione del prodotto.

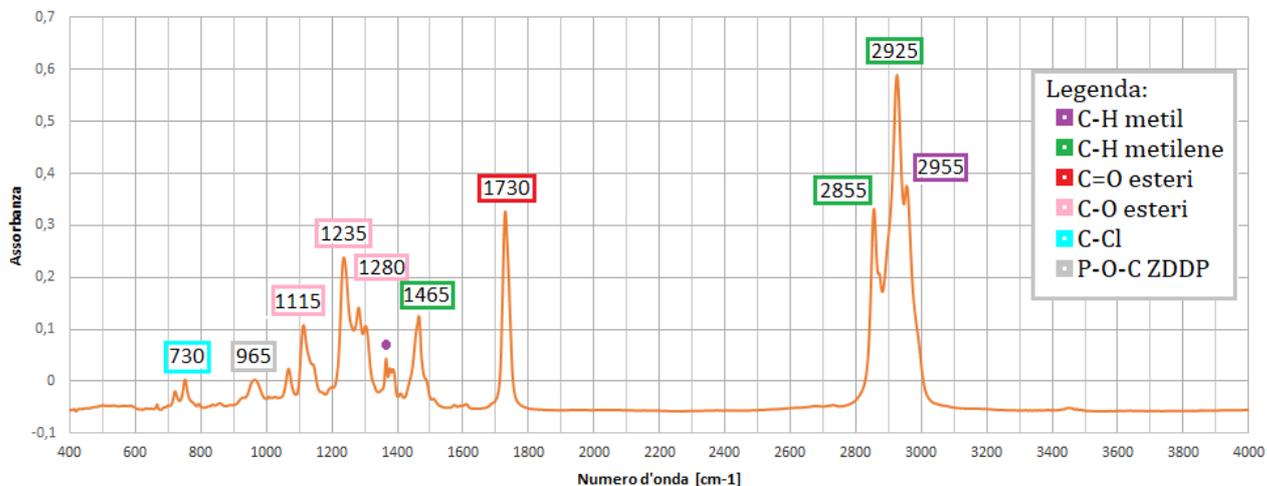


Figura 50 - Spettro di assorbimento IR del lubrificante sintetico Klubersynth HM2-220 con evidenziati il numero d'onda dei picchi principali e il tipo di legame a cui sono correlati

6.2 Risultati dei test

6.2.1 Coefficiente d'attrito misurato con test tribologico tipo block-on-ring

Le prove block-on-ring si sono eseguite inizialmente con la presenza della vasca del lubrificante. Dopo circa 30 secondi si è bloccato il sistema, rimossa la vasca di lubrificante e proseguita la prova. Isolando i dati all'inizio del test si può di conseguenza quantificare il coefficiente di attrito medio con una lubrificazione continua. Un esempio di andamento del primo tratto è rappresentato in Figura 51.

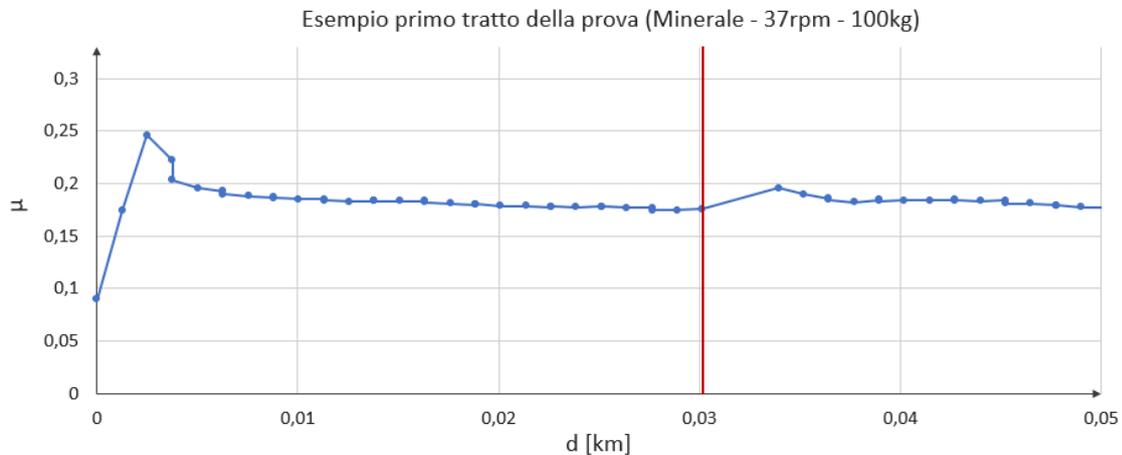


Figura 51 - Rappresentazione del primo tratto della prova block-on-ring. Raffigurato il coefficiente d'attrito (μ) in funzione della distanza percorsa (d), la retta rossa indica quando è stata bloccata la prova e rimossa la vasca di lubrificante

Il primo dato rilevato al tempo zero ha coefficiente nullo, in quanto il sistema è fermo. In seguito, si ha una rapida crescita del coefficiente e dopo circa 5 secondi dall'inizio della prova un suo assestamento. La crescita iniziale si può associare al fatto che il sistema stia accelerando per ottenere la velocità prefissata, mentre è in corso il processo di conformazione delle superfici e si ha anche l'assestamento del lubrificante nell'area di contatto. Per il calcolo del coefficiente medio si è considerato lo stesso intervallo di tempo per tutte le prove. L'intervallo usato è compreso tra 10 e 25 secondi, in modo da non escludere i dati compresi nel transiente iniziale.

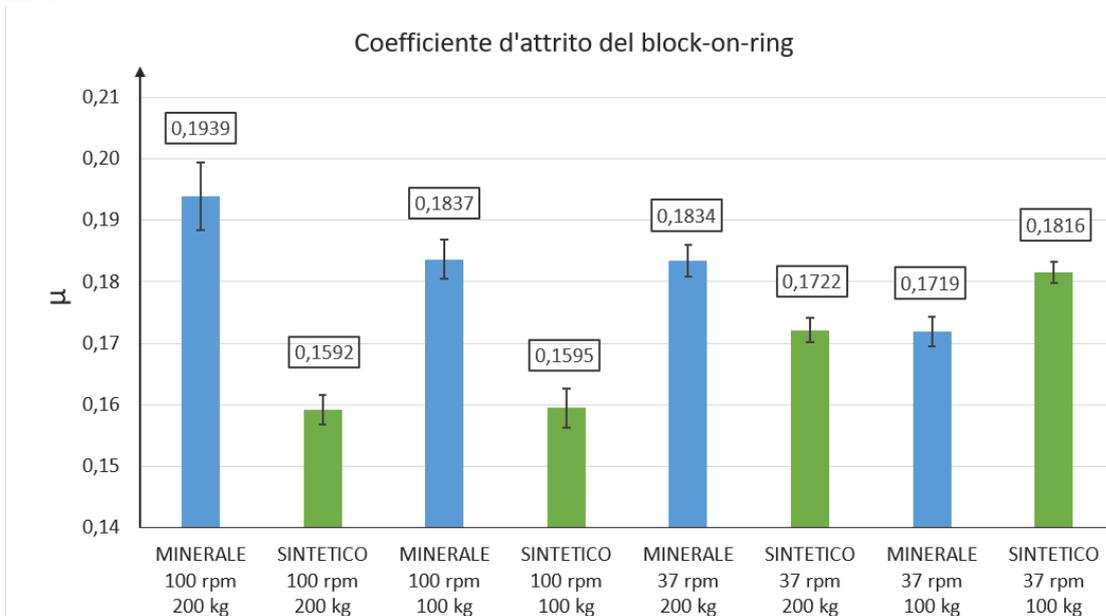


Figura 52 - Confronto tra i valori medi del coefficiente d'attrito delle differenti prove block-on-ring con relative deviazioni standard

In Figura 52 si riporta il confronto dei coefficienti d'attrito ottenuti. Si riscontra in generale un attrito maggiore con il lubrificante minerale, la differenza è più incisiva ad alte velocità. Isolando i risultati del lubrificante minerale si riscontra un maggiore coefficiente a carichi e velocità maggiori, con il massimo corrispondente alla prova a 200kg - 100rpm. Le prove con valori intermedi hanno risultati comparabili, mentre il lubrificante sintetico sviluppa un coefficiente d'attrito maggiore a basse velocità. Si denota che a 100 rpm, anche se si raddoppia il carico esercitato, i coefficienti risultano dello stesso ordine di grandezza. A bassa velocità la differenza tra i due valori è più evidente, con coefficiente d'attrito maggiore con carichi superiori.

Se si considerano i risultati ottenuti dal sistema block-on-ring, si può ricostruire una piccola parte della curva di Stribeck. Per rappresentarla si è calcolato il numero di Hersey, che corrisponde al prodotto tra la velocità e la viscosità diviso la forza lungo la lunghezza. Imponendo la lunghezza pari allo spessore del blocco (10mm) e la viscosità pari al valore della scheda tecnica a 40°C (Tabella 1), si può ottenere un numero di Hersey approssimativo. Dall'andamento dei risultati ottenuti, confrontandoli con l'effettiva curva di Stribeck, si può considerare che le condizioni di carico del block-on-ring siano situate all'inizio dell'area corrispondente alla lubrificazione fluida. La curva di Stribeck del lubrificante minerale rispetto a quello sintetico avrà il confine tra condizione limite e lubrificazione fluida ad un numero di Hersey minore, per la viscosità ridotta.

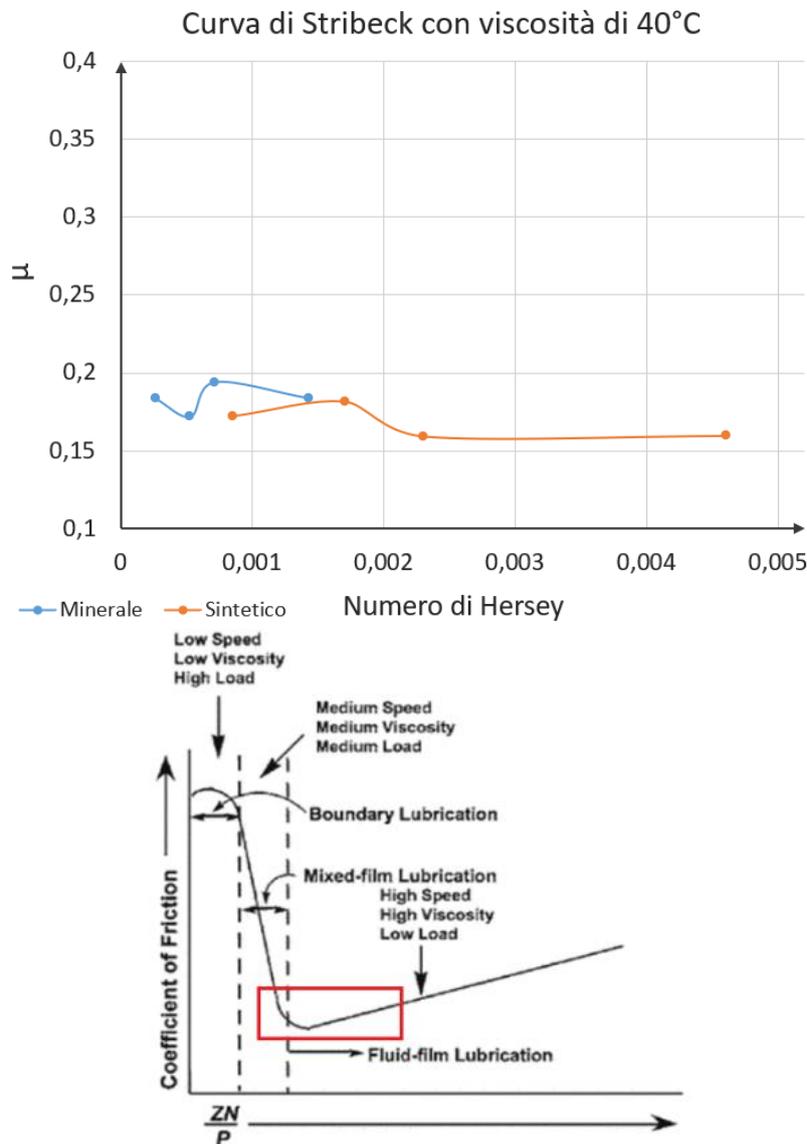


Figura 53 – Sopra la curva di Stribeck ricavata con i risultati del block-on-ring imponendo la viscosità a 40°C; sotto l'area in cui possono collocarsi i risultati del block-on-ring nella curva di Stribeck totale

6.2.2 Andamento del coefficiente d'attrito nel tempo nel block-on-ring

Con il proseguimento della prova è stato valutato la capacità di ritenzione del lubrificante nel contatto, che può essere accostato al caso di un malfunzionamento del sistema di lubrificazione, in cui si verifichi un ammanco di adduzione del lubrificante. I risultati sono presentati in Figura 54.

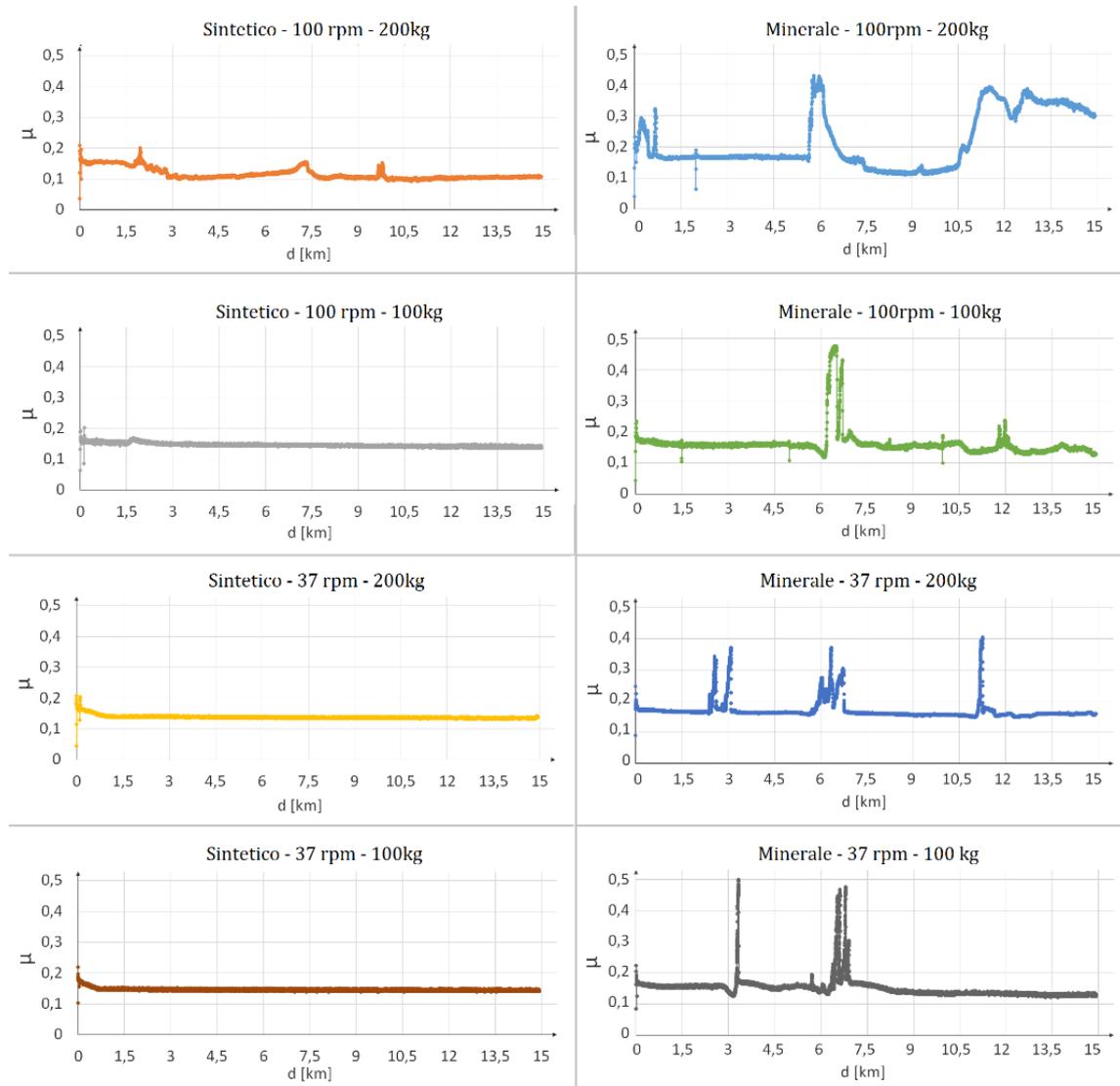


Figura 54 - Andamento del coefficiente d'attrito (μ) in funzione della distanza percorsa (d) nelle differenti prove block-on-ring

Nella ripartenza si rileva un aumento per i primi 3 secondi del coefficiente d'attrito, che può essere ricondotto agli stessi fenomeni che avvengono alla partenza della prova, come l'assestamento del lubrificante all'interno dell'area di contatto. Da un confronto si riscontra per i lubrificanti minerali una tendenza nel tempo alla formazione di aumenti improvvisi e limitati di attrito, rappresentati dai picchi. I picchi rilevati sono riconducibili ad un'assenza di lubrificazione in una parte del contatto, come osservato sperimentalmente, provocando interazione diretta tra le due superfici metalliche. Il ritorno a valori bassi a seguito degli aumenti improvvisi si può invece ricondurre al rientro del lubrificante nell'area oppure alla formazione di un tribolayer che riduce l'attrito prodotto. Confrontandoli si ha che il lubrificante sintetico risulta più stabile rispetto a quello minerale, effetto riconducibile alla presenza di esteri e additivi atti a migliorare le proprietà in condizioni di lubrificazione limite a pressioni estreme. Nel lubrificante sintetico si osserva che la stabilità è ridotta nelle condizioni ad alta velocità. In particolare, il caso più instabile è a 100rpm e a 200kg. A basse velocità il lubrificante risulta stabile anche a carichi più alti, mantenendo un andamento similare. Nel lubrificante minerale si ha la presenza di picchi in tutte le condizioni esercitate. Tuttavia, a carico e velocità massima si ha il caso più catastrofico, dove negli ultimi 5km non si riesce a ristabilizzare il sistema ottenendo un

coefficiente medio superiore a 0.3. Il lubrificante minerale mantiene il coefficiente costante fino a circa 2km, dopodiché si ripresentano i picchi corrispondenti ad un coefficiente di attrito caratteristico di un contatto metallo-metallo.

Un altro aspetto da evidenziare dalla Figura 54 è che il coefficiente medio durante l'andamento risulta minore rispetto a quello misurato nel primo tratto della prova. Nel lubrificante sintetico è inferiore a 0.15 e nella prova a 100rpm-100kg raggiunge valori prossimi a 0.1. Invece, nel lubrificante minerale si ha il coefficiente con valori intorno a 0.15, solo nella prova a 100rpm-100kg si raggiungono valori prossimi a 0.1. La spiegazione del fenomeno si può ricondurre alla formazione di un tribolayer. Tramite il tribolayer il contatto tra le due superfici è mitigato dai detriti, riducendo l'attrito prodotto. Si potrebbe ipotizzare che aumentando il carico esercitato la produzione di detriti aumenti, determinando di conseguenza un minore coefficiente d'attrito che risulta però meno stabile nel tempo.

6.2.3 Coefficiente d'attrito del banco prove

Il calcolo del coefficiente d'attrito è stato eseguito tramite le rilevazioni ad inizio prova, entro il primo minuto di attività del sistema. L'istante in cui la misurazione inizia può variare di alcuni secondi tra una prova e la successiva poiché il sistema di acquisizione è attivato manualmente. Per la valutazione si è considerata la prima rilevazione di 4.5 secondi, poiché questa durata permette l'osservazione di un ciclo di andata e ritorno completo, mantenendo una frequenza di campionamento elevata (0.0012 s). Il coefficiente di attrito del sistema perno-boccola è stato misurato al netto delle resistenze interne del sistema che sono state misurate nel sistema in cui è rimossa la boccola (Figura 55).

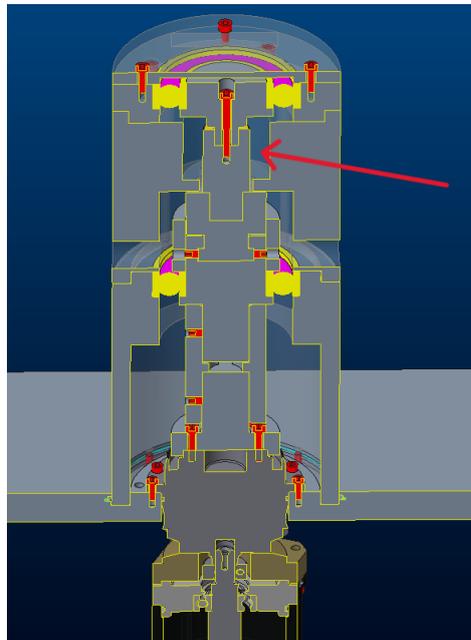


Figura 55 - Sezione del modello 3d del banco prove nella modalità "in vuoto" ovvero senza la boccola. La freccia indica dove sarebbe dovuta essere.

La coppia a vuoto corrisponde di conseguenza all'insieme delle resistenze interne al sistema. Eliminando la coppia a vuoto da quella acquisita si riesce ad isolare la sola coppia resistente, dovuta dall'interazione del perno e della boccola.

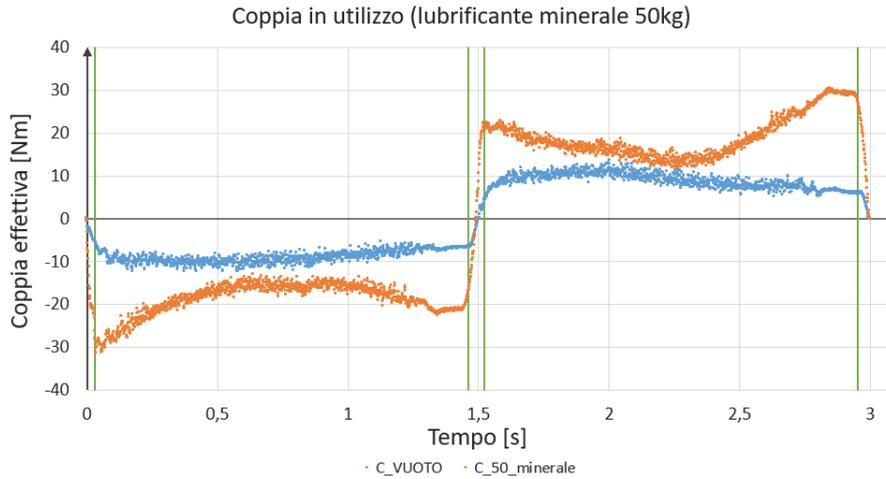


Figura 56 - Grafico della coppia effettiva in funzione del tempo del caso caricato a 50kg con lubrificante minerale (C_50_minerale) e del caso in cui è assente la boccola (C_vuoto). Le rette verdi identificano gli estremi di intervallo in cui si è calcolato il coefficiente medio

Nella Figura 56 è stato mostrato un esempio di coppia registrata durante la prova e la coppia a vuoto. Si denota che nelle condizioni di carico la coppia assume un andamento meno costante rispetto all'altra. Questo andamento si può associare alla resistenza imposta dall'attrito in fase di accelerazione e decelerazione.

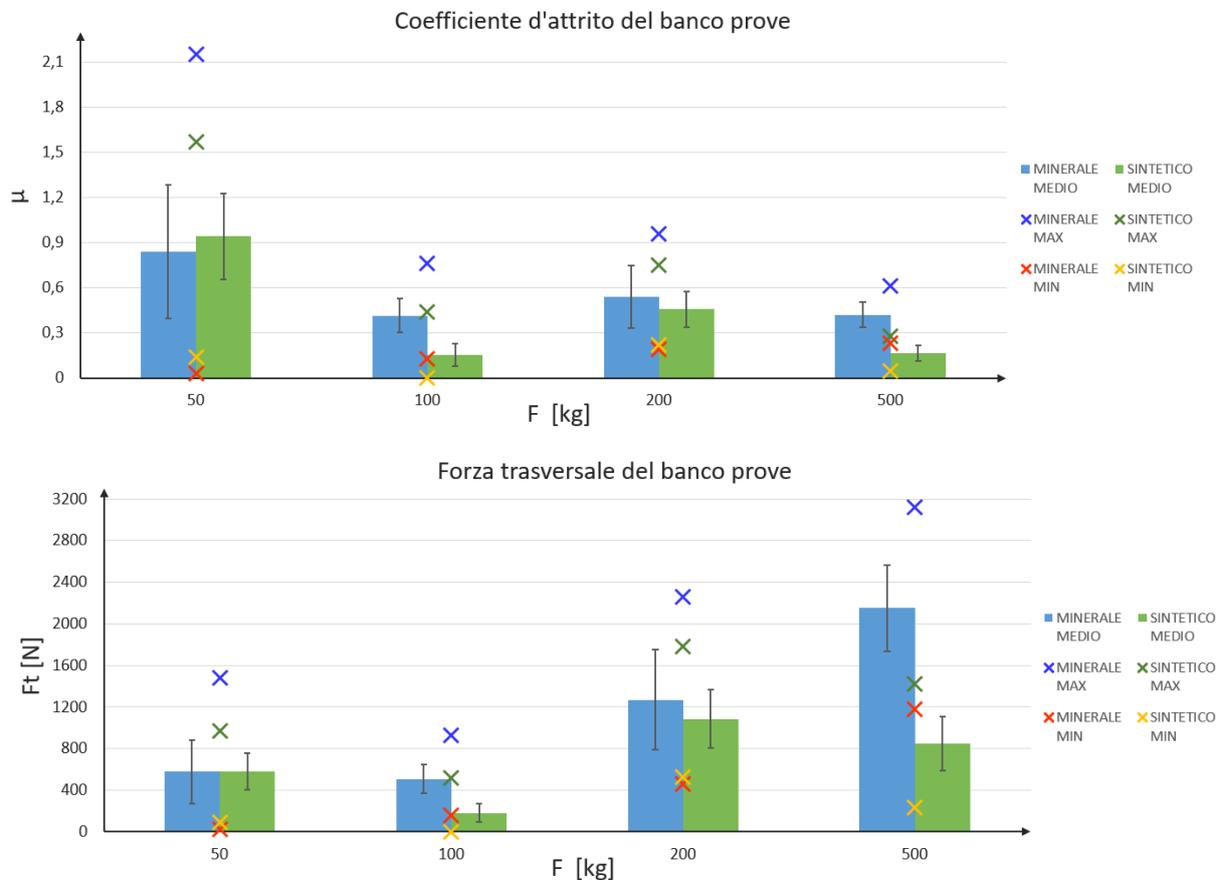


Figura 57 - Rappresentazione del coefficiente d'attrito medio (μ) e della forza d'attrito (F_t) in funzione della forza premente per le diverse condizioni di carico. Nei grafici sono indicate le deviazioni standard e i relativi valori massimi e minimi

Nella Figura 57 sono rappresentati i valori medi del coefficiente e della forza d'attrito per i differenti carichi e lubrificanti utilizzati. Si riscontra che in generale il lubrificante minerale genera un attrito maggiore rispetto a quello sintetico, tranne per il test a 50kg. Nel grafico sono evidenziati anche i valori minimi e massimi dei parametri. Si è scelto di rappresentare gli estremi perché, da come si denota in Figura 56, si ha nel tratto iniziale di accelerazione e in quello finale di decelerazione la presenza di coppie più alte per effetto dell'attrito e del movimento scostante del perno. Per la valutazione del coefficiente d'attrito medio si sono usati i valori racchiusi tra le rette verdi in Figura 56. Non si sono considerati i valori di coppia prossimi all'inizio e alla fine della rotazione, in modo da limitare la deviazione standard e riuscire a identificare il valore minimo all'interno della curva.

Dalla Figura 57 si osserva che il coefficiente d'attrito ha andamento opposto rispetto al carico. A 50 kg il coefficiente risulta intorno a 0.9, corrispondente ad un contatto metallo-metallo. Mentre per 500 kg si hanno valori di 0.42 per il lubrificante minerale e di 0.17 per quello sintetico, corrispondenti ad una lubrificazione limite. L'osservazione di coefficienti così alti nel carico minimo può essere associata ad un sistema ancora nello stadio di conformazione tra le due superfici, oppure può essere dovuta all'area di contatto che ha dimensione talmente ridotta che il lubrificante non riesce a separare i due componenti. Inoltre, si riscontra che per 50kg la deviazione standard è maggiore rispetto agli altri casi, ciò evidenzia ulteriormente l'instabilità del lubrificante durante quello stadio della prova. Al contrario con il maggior carico si ha una deviazione più stretta, di conseguenza si è ottenuta una maggior conformità tra le superfici.

Il valore minimo di coefficiente d'attrito corrisponde agli istanti centrali della rotazione, lontano sia dallo stadio di accelerazione che di decelerazione. Valutando l'andamento dei minimi, nel lubrificante minerale si osserva un aumento congruente con il carico. I valori corrispondenti in ordine di carico crescente sono 0.003, 0.13, 0.19, 0.23. Considerando solo questi risultati si osserverebbe il passaggio da una lubrificazione fluida ad una limite per il maggior carico applicato, risultando coerente con la teoria. Tuttavia, nei lubrificanti sintetici si ha un andamento scostante con 0.14, 0.001, 0.22, 0.04 che limita l'associazione prima fatta.

Osservando l'andamento della forza tangenziale (Ft) in Figura 57 si deduce che applicando maggior carico incrementi la resistenza al movimento, coerentemente con quanto atteso. Si evidenzia comunque un'eccezione nella prova a 100kg, da cui risulta una forza tangenziale minore rispetto alla prova a 50kg ed inoltre un'usura maggiore rispetto alla prova a 200kg. Confrontando le forze tangenziali si denota una maggiore resistenza al movimento nel sistema perno-boccola in presenza di lubrificante minerale rispetto a quello sintetico; tali differenze diventano via via più significative a mano a mano che aumenta il carico, mentre sono confrontabili per condizioni di carico basso (50kg).

I risultati del banco prove rispetto al block-on-ring si dimostrano meno chiari. La complessità nella trattazione dei dati sperimentali ottenuti dalle prove con banco prove è legata a due aspetti: da un lato l'approccio del testing su banco prove presenta maggiore difficoltà nell'interpretazione dei risultati a causa della sovrapposizione di geometrie più complesse, e condizioni di carico/moto articolate, d'altro canto invece si hanno dei limiti di sviluppo del banco che devono ancora essere corretti e modificati. Queste ultime sono riconducibili alle problematiche associate all'impuntamento del perno con conseguente grippaggio e alla velocità di rotazione che non è costante.

6.2.3 Andamento del coefficiente d'attrito nel tempo nel banco prove

Come descritto nel capitolo 4.2.4, durante la prova si sono eseguite più acquisizioni con durata di 34 minuti ciascuna. Per ottenere il tempo totale prefissato di 6 ore, sono state ripetute 10 acquisizioni da 34 minuti aggiungendone una finale da 10 minuti. Nella Figura 58 sono state unite tra loro le rilevazioni, per osservare l'andamento della coppia durante l'intera prova a differenti carichi. Confrontando le acquisizioni all'interno di una stessa prova si osserva che il punto di partenza non è fissato ad un momento preciso, ma può avere degli shift di decimi di secondo. Questo aspetto implica che per ogni acquisizione da 34 minuti sono stati rilevati punti differenti nella curva coppia-tempo, rendendo il grafico riassuntivo della prova non continuo ma composto a blocchi. Per la valutazione quindi si dà maggiore importanza all'andamento, rispetto che alla continuità; il grafico può essere sfruttato per identificare eventuali anomalie durante la prova. Nella curva è stata rappresentata la coppia misurata dal motore, per ottenere quella effettiva si deve moltiplicare il valore riportato per il rapporto di riduzione (pari a 22).

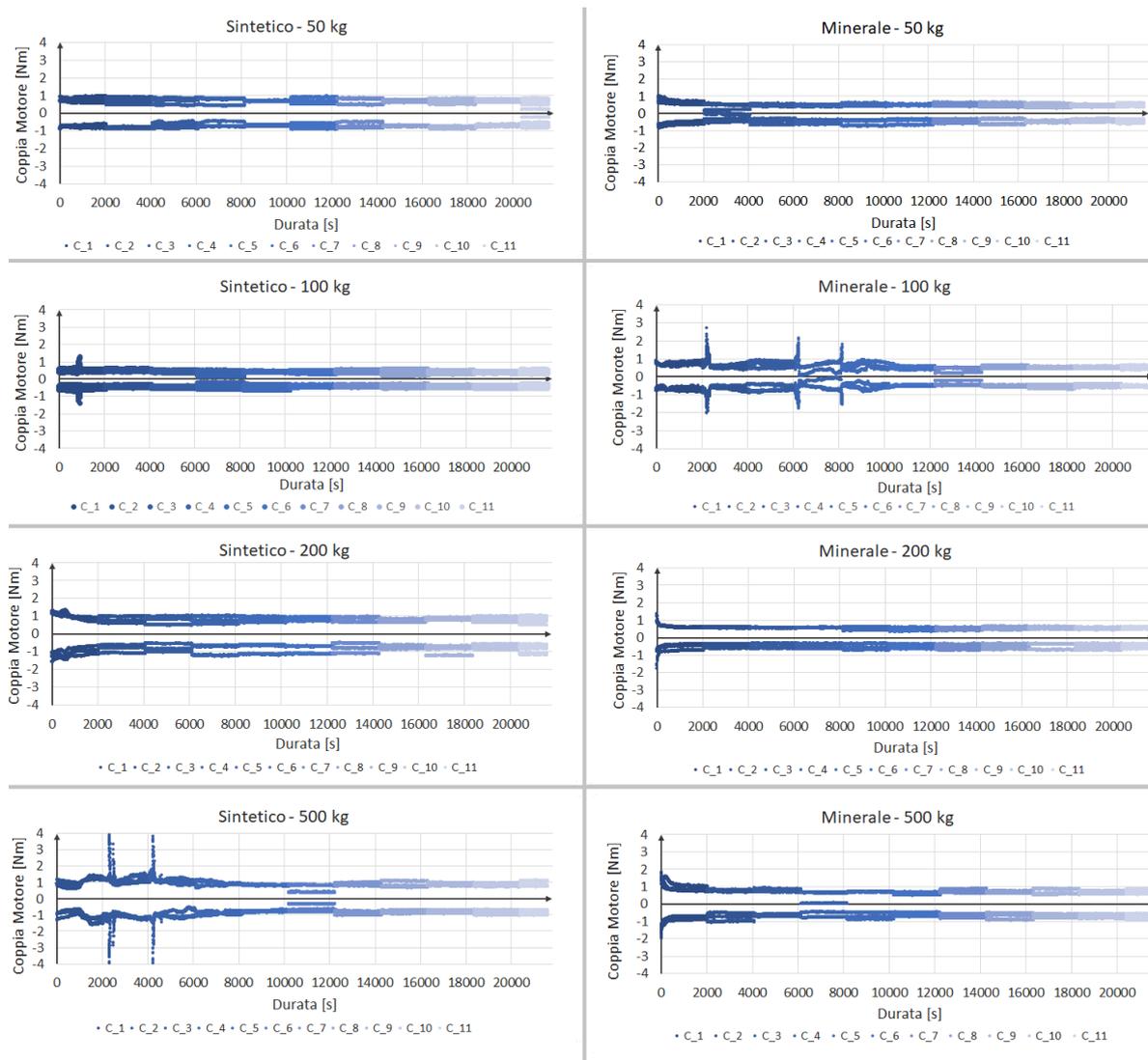


Figura 58 - Raccolta dei grafici della coppia motore in funzione del tempo per i differenti carichi e lubrificanti

Confrontando i grafici rappresentati in Figura 58 con le superfici di usura (Figura 66), si osserva che nei casi in cui si ha maggior estensione dell'area usurata (100kg minerale, 500kg sintetico) si ha all'interno dell'andamento la presenza di picchi. I picchi si sono verificati anche nelle prove block-on-ring, soprattutto con i lubrificanti minerali. Generalmente durante l'applicazione si riscontrava da parte del banco prove la generazione di rumori-stridii nei momenti in cui sono segnati i picchi nella curva. Come causa dell'innalzamento improvviso della coppia si può assumere, perciò, una mancanza di lubrificante in parte dell'area di contatto, generando grippaggio tra i due componenti. La riduzione e la stabilizzazione della coppia può essere ricondotta ad un ritorno del lubrificante nell'area o la formazione di un tribolayer.

Un altro aspetto che si può osservare è che all'inizio della prova si ha una coppia superiore rispetto al resto del test. Questa caratteristica è stata osservata anche nel sistema block-on-ring ma con durata notevolmente minore. Una coppia superiore nelle prime fasi si può associare al processo di conformazione delle superfici a contatto. Un'altra somiglianza con il block-on-ring è la riduzione della coppia con l'avanzare del test. Questo aspetto si può ricondurre alla formazione di un tribolayer che riduce l'attrito prodotto, oppure l'aumento dell'estensione dell'area di contatto che conduce ad una minore pressione superficiale subita.

Durante la prova è stata misurata anche la temperatura tramite termocoppia. La temperatura corrisponde a quella interna alla boccia, tuttavia sicuramente inferiore a quella effettiva alla superficie poiché la cavità in cui è introdotta la sonda è a contatto con l'ambiente esterno. Quindi la valutazione della temperatura ha una connotazione per lo più qualitativa.

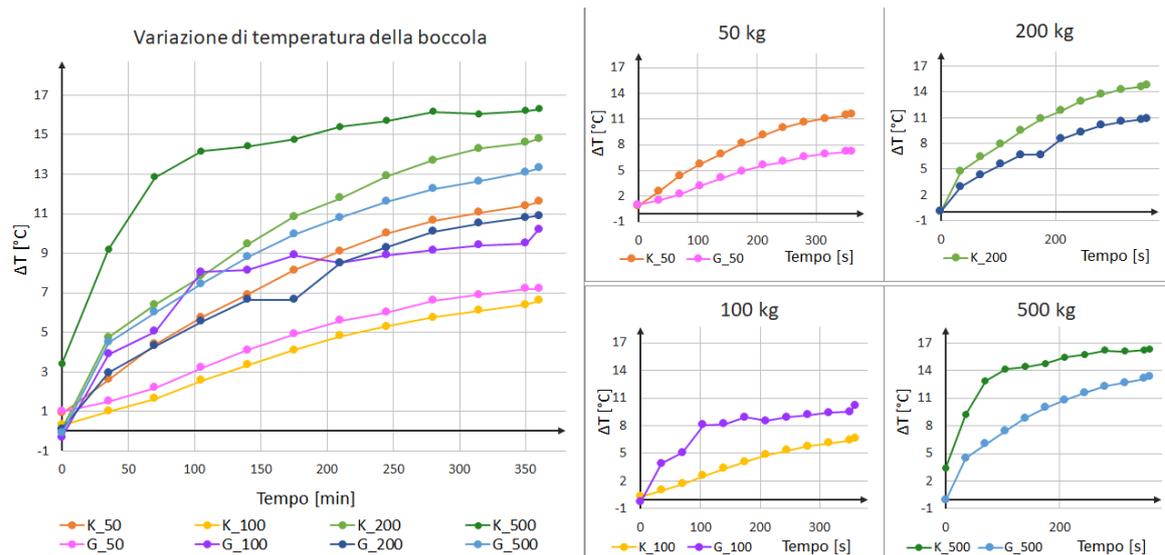


Figura 59 - Variazione della temperatura (ΔT) della boccola nel tempo ed a fianco confronto dei casi con pari carico

Dalla Figura 59 si può confrontare la variazione di temperatura nel tempo in funzione dei differenti lubrificanti e carichi. Come valore si è indicata la differenza con la temperatura esterna, poiché a seconda del giorno variava tra i 18 e i 25°C. Si osserva che, tranne per il test a 100kg, si ha un maggior aumento di temperatura con il lubrificante sintetico rispetto a quello minerale. Questo aspetto potrebbe indicare una minore capacità nella dissipazione del calore dell'olio sintetico.

Aumentando il carico si ha un maggior aumento di temperatura, tranne nuovamente per la prova a 100kg. Sia per il coefficiente d'attrito che per il grado di usura, la prova a 100kg risulta anomala. Una spiegazione per il minor aumento di temperatura si può ricondurre ad una conversione dell'energia non sotto forma di calore, ma applicata nella formazione di nuove superfici e di conseguenza nell'usura.

Comunque, l'aumento di temperatura arriva ad un massimo di 16°C e si osserva che nel caso più estremo (500kg con lubrificante sintetico) l'andamento della curva tende ad un plateau. Di conseguenza anche con test a durata maggiore la temperatura tende a rimanere costante dopo un certo tempo.

6.3 Valutazione del tasso di usura

6.3.1 Tasso di usura delle prove tribologiche di tipo block-on-ring

Per prima cosa si è operata un'osservazione ad occhio nudo dei componenti, per un confronto macroscopico dell'usura. Nella Figura 60 sono inseriti tutti i blocchi e anelli, rispettivamente: a sinistra quelli lubrificati con olio minerale e a destra quelli lubrificati con olio sintetico. Nello stesso gruppo sono collocati a sinistra i due campioni ad alta velocità (100rpm) e a destra i due campioni a velocità inferiore (37 rpm), per ciascuna coppia il primo campione è quello a carico superiore (200 kg) mentre il secondo a carico inferiore (100 kg). Ad occhio nudo si denota che il lubrificante minerale ha prodotto maggiore usura rispetto a quello sintetico, sia a livello del blocco che dell'anello. Da un esame preliminare si può asserire che nei casi con carichi e velocità maggiori si ha un'usura più rilevante. Rispetto al blocco, l'anello ha una maggior tendenza ad ossidarsi soprattutto nelle condizioni di carico e velocità maggiori.

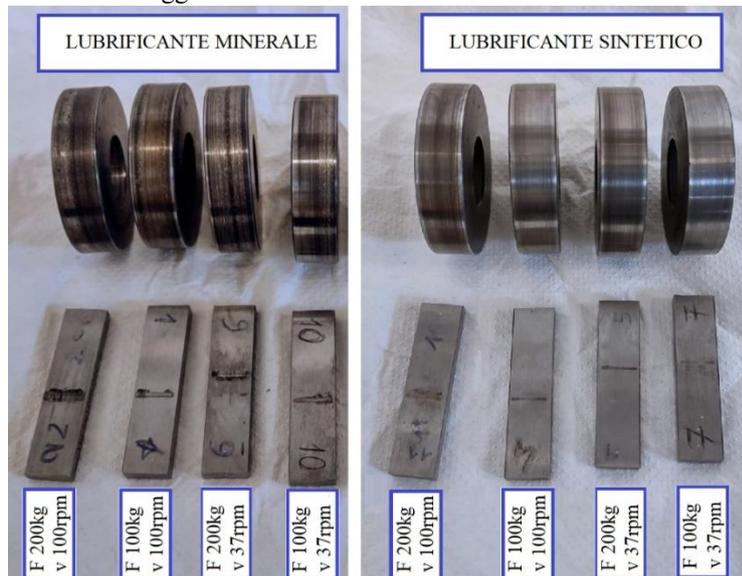


Figura 60 - Immagine dei blocchi e degli anelli messi in fila con a sinistra i risultati con il lubrificante minerale e a destra con quello sintetico

Per una valutazione quantitativa del tasso di usura si possono applicare più metodologie. Un primo esempio è l'osservazione della variazione di massa dei componenti. Tramite una bilancia elettronica si è misurata la massa del blocco e dell'anello sia prima che dopo il test. Dalla differenza dei valori misurati si ottiene la massa persa. Per poter correlare più chiaramente i dati, il risultato è stato convertito in percentuale di massa persa e rappresentato in Figura 61.

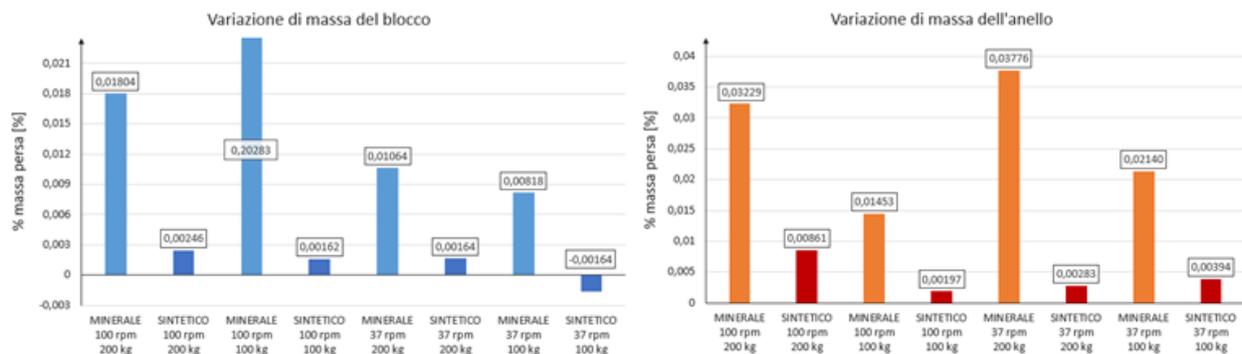


Figura 61 - Grafico della percentuale di massa persa del blocco (blu) e dell'anello (arancio) per i differenti test del block-on-ring

Dalla figura si osserva che gli anelli hanno una maggior perdita di massa rispetto ai blocchi. Questo aspetto è dovuto al fatto che il disco ruotando ha tutta la superficie esterna che va in contatto con il blocco, che invece interagisce solo su un'area ridotta. Soprattutto, l'anello ha una durezza e resistenza minore, determinando di conseguenza una maggior tendenza all'usura. Confrontando i risultati con pari condizioni di carico e velocità,

si riscontra che l'usura correlata al lubrificante sintetico è minore rispetto al lubrificante minerale, ottenendo percentuali superiori di almeno tre volte. Nei blocchi si denota la presenza di un risultato anomalo, rappresentato dal test a 100rpm e a 100kg con olio minerale. La spiegazione per questo risultato alterato risiede in un errore nella misurazione della massa del blocco. Come si è dedotto nell'osservazione ad occhio nudo, la maggior variazione di massa si ha nei test con carichi e velocità maggiori. La massima percentuale di volume usurato misurata per il lubrificante sintetico risulta a 100rpm e 200kg, mentre per l'olio minerale è a 200kg dove la velocità dipende se si osserva il blocco o l'anello.

Nel lubrificante minerale, non tenendo conto della percentuale del blocco a 100rpm-100kg, si osserva che a pari velocità si ha maggiore usura per carichi maggiori. Isolando, invece, i risultati del lubrificante sintetico tra il blocco e l'anello si hanno andamenti discordanti: nei primi aumentando il carico o la velocità si ha un aumento nella massa persa, mentre nei secondi non si ha uno schema preciso. Tuttavia, si osserva che per le condizioni intermedie si hanno percentuali dello stesso ordine di grandezza.

Si evidenzia tra i dati la presenza di una percentuale negativa con l'olio sintetico a 37rpm-100kg, che determina un aumento di peso. Per questo motivo si deve tenere conto che, come accennato nel capitolo 3.2, non si ha una correlazione univoca tra variazione di massa e tasso di usura. Fenomeni come l'ossidazione del componente, trasferimento di materiale o la presenza di residui possono alterare i risultati ottenuti [35].

Un secondo criterio per la valutazione del tasso di usura si basa sulla quantificazione dell'estensione della superficie usurata. Per misurare le dimensioni dell'impronta sono stati impiegati lo stereomicroscopio e il profilometro. La valutazione dell'estensione è stata effettuata solo sui blocchi essendo la superficie usurata più ridotta e contenuta, permettendone un più immediato confronto. Con lo stereomicroscopio si è calcolata l'altezza media (h) dell'impronta lungo la larghezza.

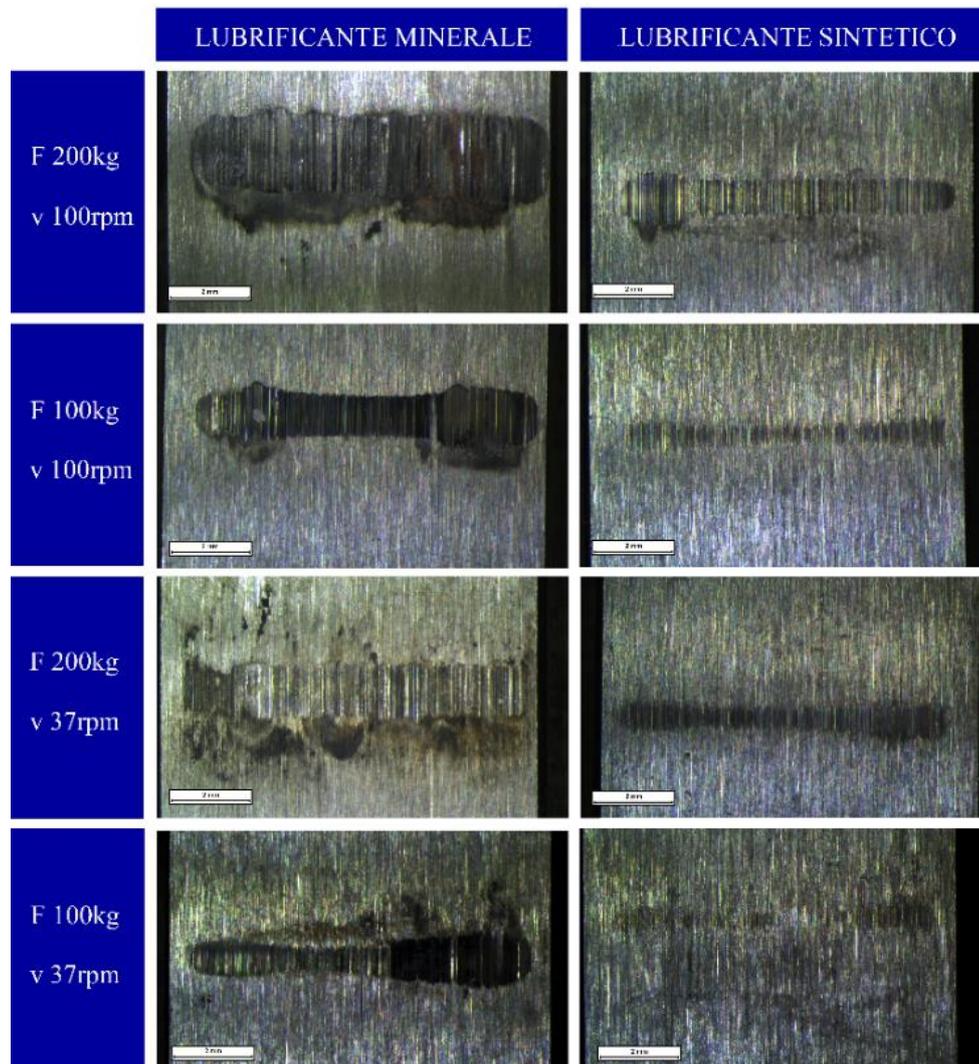


Figura 62 - Rappresentazione delle immagini dell'area usurata dei blocchi prese con lo stereomicroscopio allo stesso ingrandimento (x0.63)

Tabella 13 – Altezza media (h) dell'area usurata rilevata tramite lo stereomicroscopio e relativa deviazione standard (σ) per i differenti test

	Lubrificante minerale		Lubrificante sintetico	
	h [mm]	σ [mm]	h [mm]	σ [mm]
F 200 kg v 100 rpm	1,98	0,17	0,98	0,13
F 100 kg v 100 rpm	1,17	0,11	0,56	0,09
F 200 kg v 37 rpm	1,36	0,05	0,67	0,09
F 100 kg v 37 rpm	0,93	0,22	0,51	0,08

Sia visivamente (Figura 62) che dalla Tabella 13 si riscontra una maggior estensione dell'area per i lubrificanti minerali. L'altezza dei test con l'olio minerale risulta tendenzialmente con estensioni al di sopra del millimetro, mentre quello sintetico ha valori minori. Per tutti e due i lubrificanti l'estensione massima è ottenuta con il test a 200kg e 100 rpm. La deviazione standard più alta corrisponde al lubrificante minerale con 100 kg e 37 rpm. Il maggior discostamento calcolato si può giustificare dalla forma dell'impronta, che risulta non simmetrica con un lato più usurato rispetto all'altro. In generale, si osserva che l'impronta assume un'altezza maggiore verso l'esterno e ridotta al centro. Questa configurazione si può interpretare come l'effetto della fuoriuscita ai lati del lubrificante con conseguente formazione di detriti, oppure ricorda l'effetto della prossimità di bordi spigolosi nella distribuzione della pressione di contatto, che conduce ad un innalzamento della pressione negli estremi del contatto come rappresentato in Figura 32.

Dalla larghezza dell'impronta si può derivare il volume del materiale perso (V) tramite la norma ASTM G77 [35]. L'equazione corrisponde a:

Equazione 30 - Relazione del volume di materiale perso [35]

$$V = \frac{D^2 t}{8} \left[2 \sin^{-1} \frac{h}{D} - \sin \left(2 \sin^{-1} \frac{h}{D} \right) \right]$$

Con D il diametro dell'anello (40mm), h l'altezza dell'impronta, t lo spessore del blocco (10mm). Moltiplicando il volume ottenuto per la densità del blocco (dalla scheda tecnica pari a 7.8 g/cm³ [23]) si ottiene la massa di materiale perso. Nella Figura 63 è stata rappresentata la percentuale di massa persa del blocco calcolata con il nuovo metodo.

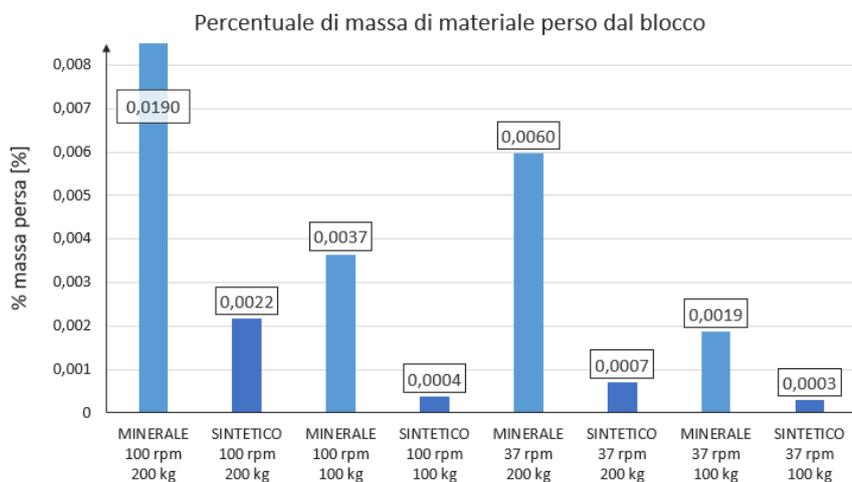


Figura 63 - Percentuale di massa persa del blocco per i differenti carichi ricavata tramite l'altezza dell'impronta

Per un miglior confronto tra i risultati, il prodotto del test a 100rpm e 200kg in olio minerale è stato rappresentato solo in parte, avendo un ordine di grandezza maggiore rispetto agli altri elementi. Confrontandosi con l'altro metodo (Figura 61), si osserva una corrispondenza tra i valori ottenuti. Tra i due lubrificanti l'olio

minerale produce una maggiore usura. Nei risultati si può ritrovare uno schema generale, dove a pari velocità risulta un'usura maggiore per carichi più alti, mentre a pari carico l'usura cresce con la velocità. In generale, con il metodo dell'altezza le percentuali ricavate risultano minori rispetto al metodo precedente delle masse. La minor entità nella percentuale di materiale perso può essere dovuta sia ad una approssimazione del volume dell'impronta all'altezza media, ma anche all'aver trascurato l'effetto di fenomeni come l'ossidazione che modificano la massa finale.

Una seconda tecnica per la misurazione dell'estensione dell'area usurata è l'utilizzo di un profilometro. Per la determinazione delle dimensioni si è impiegato il rugosimetro della caratterizzazione dei materiali. Questo è dovuto al fatto che le impronte prodotte dal lubrificante sintetico hanno estensioni dello stesso ordine di grandezza della rugosità, di conseguenza con il profilometro non si ha una sensibilità tale per permetterne una valutazione. Si sono eseguite più misure per campioni situate generalmente nella parte centrale del blocco, limitando di conseguenza il valore di altezza media ottenuto. Le altezze rilevate sono illustrate nella Tabella 14.

Tabella 14 - Altezza media (h) dell'area usurata e relativa deviazione standard (σ) per i differenti test rilevata tramite il rugosimetro

	Lubrificante minerale		Lubrificante sintetico	
	h [mm]	σ [mm]	h [mm]	σ [mm]
F 200 kg v 100 rpm	2,04	0,12	1,00	0,22
F 100 kg v 100 rpm	1,10	0,04	0,71	0,18
F 200 kg v 37 rpm	1,59	0,22	0,64	0,06
F 100 kg v 37 rpm	0,92	0,18	0,56	0,12

Confrontando la Tabella 13 e la Tabella 14 risulta una coerenza con i valori ottenuti. Si osserva nuovamente lo stesso schema dove per maggiore carico e velocità risulta una maggior dimensione del solco. Di conseguenza usando la stessa formula dell'Equazione 30 per il calcolo del volume di materiale perso, si ottengono risultati comparabili.

Con il profilometro oltre ad un'osservazione più puntuale dell'altezza rispetto allo stereomicroscopio, si può valutare la profondità del solco. Le misurazioni sono state eseguite generalmente nell'area più centrale del blocco. A seconda della posizione si ha una differente profondità, di conseguenza si sono effettuate più misurazioni modificando leggermente il posizionamento del tester da una all'altra. Di seguito sono riportati gli esempi di due profili con lubrificante sintetico e minerale e la tabella riassuntiva della profondità media rilevata.

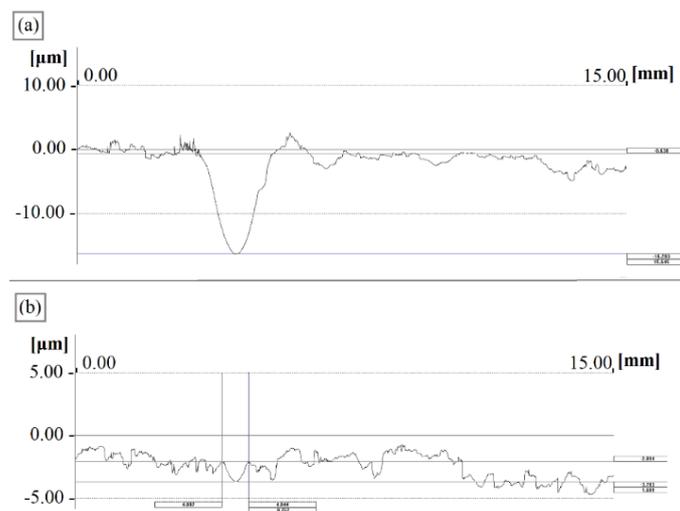


Figura 64 - Profilo dei blocchi dei test a 200kg e 37rpm del lubrificante minerale (a) e del lubrificante sintetico (b)

Tabella 15 – Profondità media (p) dell'area usurata e relativa deviazione standard (σ) per i differenti test rilevata con il rugosimetro

	Lubrificante minerale		Lubrificante sintetico	
	p [μm]	σ [μm]	p [μm]	σ [μm]
F 200 kg v 100 rpm	22,55	4,62	3,98	0,74
F 100 kg v 100 rpm	5,64	0,74	1,98	0,12
F 200 kg v 37 rpm	12,56	2,68	1,44	0,23
F 100 kg v 37 rpm	4,39	2,22	1,94	0,35

Dal profilo del lubrificante minerale (Figura 64) si osserva con più chiarezza il solco dovuto all'usura. Ai lati della fossa si denota la presenza di due creste. Queste creste laterali possono essere collegate all'azione della deformazione plastica da una parte e dall'altro lato all'effetto dei detriti prodotti. Le creste laterali sono più evidenti nei test con maggior carico, questo aspetto aumenta la coerenza della precedente supposizione. Nei profili dell'olio sintetico risulta più complessa l'identificazione del solco, poiché le dimensioni sono paragonabili alla rugosità del campione con valori al di sotto dei $4 \mu\text{m}$. Come si è dedotto dai risultati delle altezze, anche confrontando le profondità risulta una maggior usura nelle condizioni di lubrificazione minerale e con l'applicazione di alti carichi. Si ha un'eccezione per il lubrificante sintetico nella prova a 200 kg e 37 rpm che ha profondità minore rispetto agli altri. Tuttavia, si deve tenere in considerazione la maggior difficoltà nel distinguere il solco di usura per i lubrificanti sintetici dal profilo.

6.3.2 Tasso di usura del banco prove

La valutazione visiva dell'usura presente sui campioni è stata eseguita solamente sul perno, essendo l'area di contatto della boccola posta all'interno e perciò per una corretta analisi sarebbe necessario procedere ad un sezionamento. Nella Figura 65 sono stati divisi i perni in due gruppi corrispondenti al lubrificante selezionato. All'interno del gruppo sono stati disposti i perni in ordine decrescente di carico da sinistra verso destra. Osservando le impronte di usura si denota che radialmente hanno estensione simile. Mentre a seconda delle condizioni di esercizio si ha una differente estensione lungo l'altezza del perno (in direzione dell'asse). Da un'osservazione macroscopica si ha che maggiore è il carico e maggiore è l'usura prodotta, ad eccezione delle prove a 100kg che presentano maggiore usura rispetto alle prove a 200kg. Confrontando le prove con stessi carichi ma lubrificanti differenti non risulta la presenza di uno schema o di un caso prevalente.



Figura 65 - Foto dei perni dopo il test dove a sinistra quelli del lubrificante minerale e a destra quelli del lubrificante sintetico

Per la valutazione quantitativa del tasso di usura non si è potuto utilizzare il primo metodo della bilancia per limiti strumentali della bilancia impiegata in laboratorio, la cui scala ($0 - 150 \text{ g}$) è inferiore alla massa di perno (490 g) e boccola (835 g).

Una stima del tasso di usura può essere eseguita tramite l'osservazione allo stereomicroscopio dell'estensione lungo l'altezza dell'area logorata. Per l'analisi di tutti i perni è stata ispezionata la superficie opposta a quella su cui si applica la forza con il grano. La superficie in questione risulta quella maggiormente sollecitata essendo in corrispondenza del carico massimo. Per un miglior confronto tutte le immagini della superficie hanno lo stesso ingrandimento e sono rappresentate in Figura 66. In aggiunta, nella Tabella 16 è stato indicato il valore approssimato dell'altezza dell'area usurata valutato a partire dalle immagini prese. Per una corretta visione bisogna considerare che il lato destro corrisponde a quello prossimo alla base quadrata del perno. Per i test a 100kg con lubrificante minerale e a 500kg con lubrificante sintetico, si ha che l'area usurata ha estensione maggiore rispetto al campo di acquisizione del microscopio. Di conseguenza, sono state inserite porzioni di altre foto prese con stesso ingrandimento e stesso piano, ma spostati, per avere una visione d'insieme.

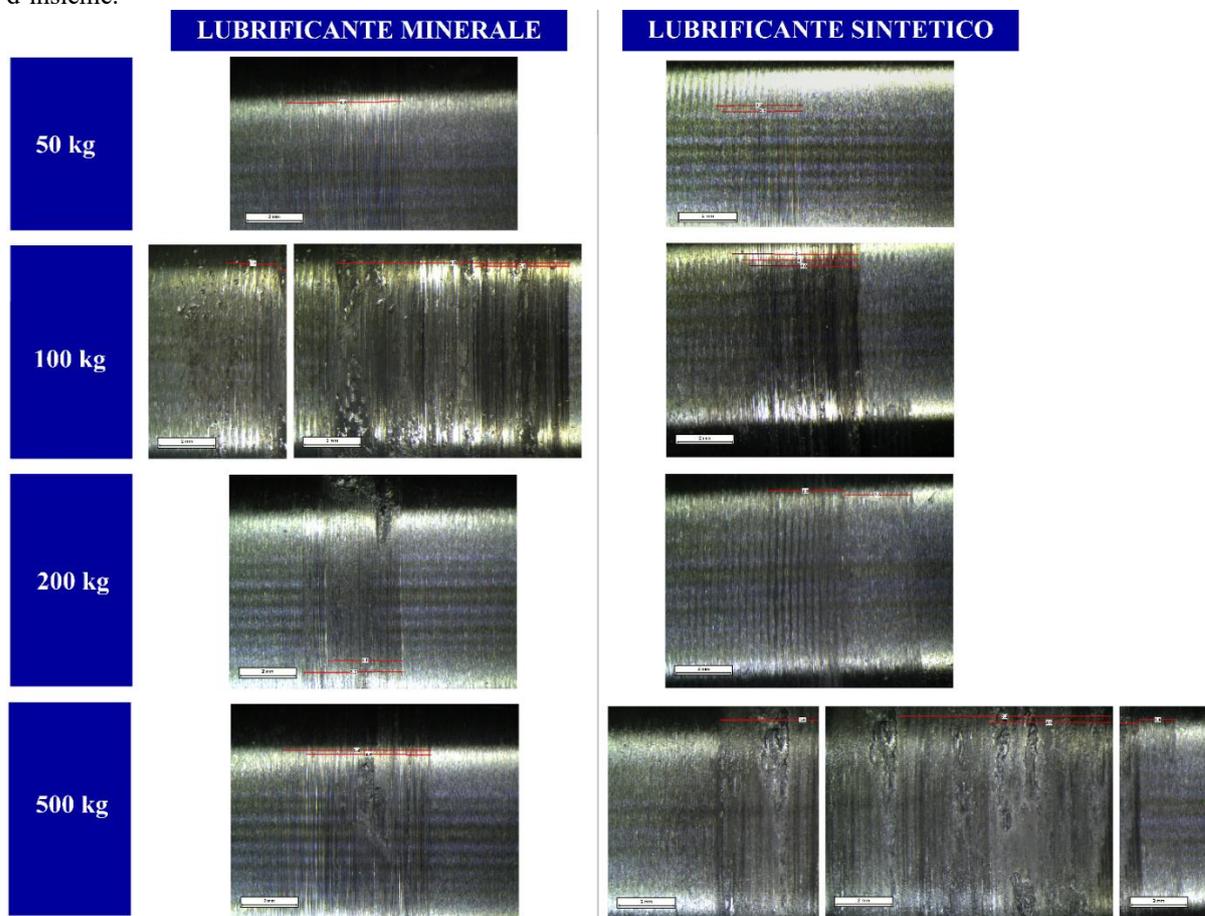


Figura 66 - Rappresentazione delle immagini ricavate con lo stereomicroscopio dei perni dopo i test

Tabella 16- Valore approssimato della lunghezza dell'usura determinato tramite le immagini dello stereomicroscopio

Forza [kg]	Lubrificante minerale	Lubrificante sintetico
	h [mm]	h [mm]
50	4.3	3.4
100	10.6	4.6
200	4.4	5.3
500	5.4	12

Tramite l'osservazione ad ingrandimenti maggiori si deduce che rispetto al blocco non si abbia una precisione nella valutazione dell'altezza dell'area usurata. All'interno della superficie si può vedere la presenza di più fasce, che corrispondono a differenti livelli di usura. Nella fascia più vicina alla base del perno risulta un'usura più severa, mentre man mano che ci si allontana i segni risultano meno evidenti. Di conseguenza una quantificazione oggettiva dell'estensione dell'usura risulta complessa, per questa motivazione i valori riportati nella Tabella 16 sono da considerare indicativi e rappresentativi di una porzione limitata dal campione. Dalle immagini si può osservare che, come si delineava nell'analisi ad occhio nudo, il campione della prova a 100kg dell'olio minerale, risulta anomalo con un'usura superiore. Si nota che l'usura minore corrisponde alla prova a 50kg con una somiglianza tra i due lubrificanti, ma un'altezza leggermente minore con il lubrificante sintetico (di circa 3.4mm, mentre il minerale è 4.3mm). Il perno più usurato risulta quello sintetico a 500kg con un'estensione di circa 12mm. Mentre con carico pari a 200kg si osserva che con il lubrificante sintetico i segni hanno una maggior estensione lungo l'altezza, ma nel lubrificante minerale si osserva una fessurazione più importante. Come preannunciato dall'osservazione ad occhio nudo nel banco prove, anche con lo stereomicroscopio non si riesce a ritrovare uno schema che correli i tassi di usura rispetto alle condizioni.

6.4 Meccanismi di usura

6.4.1 Analisi dei meccanismi di usura del block-on-ring

Per analizzare i meccanismi di usura si sono osservati i campioni tramite lo stereomicroscopio e il microscopio elettronico SEM. Prima di commentare le immagini rilevate, per un maggior approfondimento dei meccanismi si è valutato tramite il software Hertzwin la distribuzione delle sollecitazioni al di sotto della superficie σ . Nel software si è inserita la rugosità effettiva (riportata in Tabella 11) e il coefficiente di attrito medio (Figura 52) dei differenti test. Come per il capitolo 2.2 si sono rappresentate le mappe della sollecitazione di taglio T1 nella Figura 67 - Rappresentazione delle mappe di sollecitazione di taglio T1 lungo il piano xz per le differenti condizioni di test e nella Tabella 17 lo sforzo equivalente di von Mises e la sua posizione.

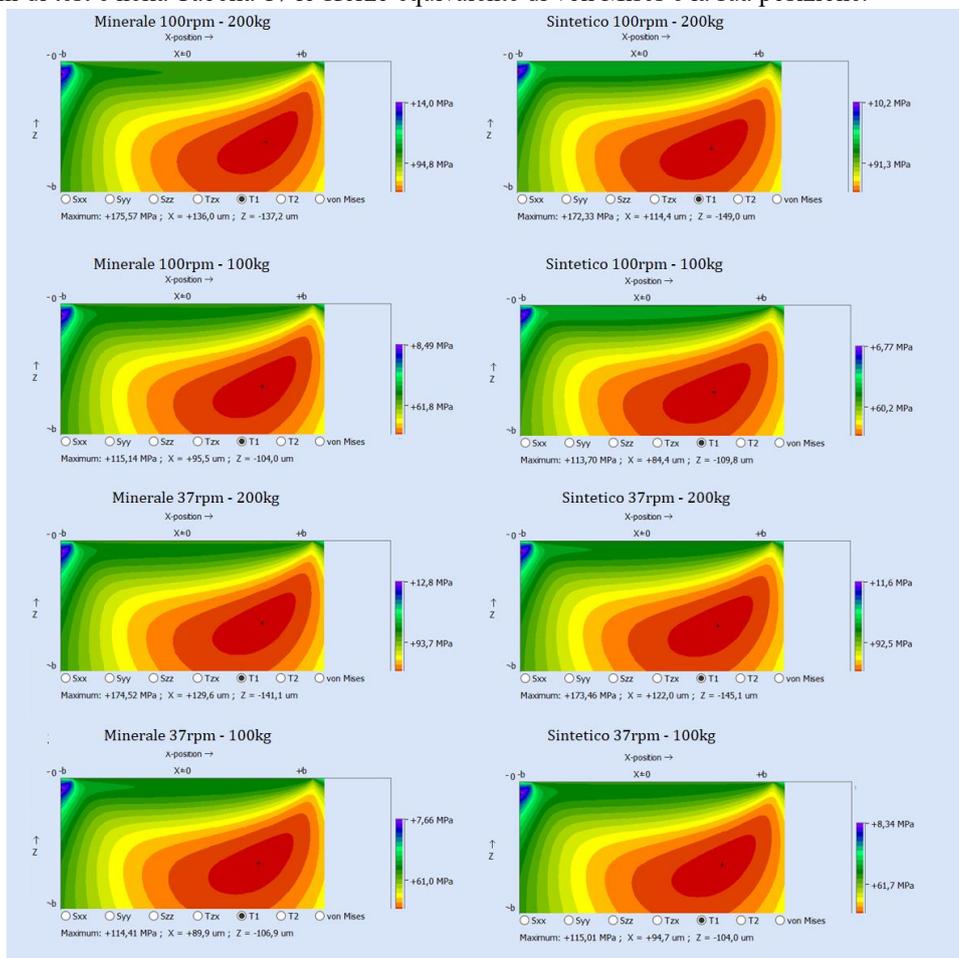


Figura 67 - Rappresentazione delle mappe di sollecitazione di taglio T1 lungo il piano xz per le differenti condizioni di test

Tabella 17 - Valori massimi $\sigma_{\text{von Mises}}$ e relativa posizione per le differenti condizioni

	Max $\sigma_{\text{von Mises}}$ [MPa]	x [μm]	z [μm]
Minerale - 100rpm – 200kg	324.81	+119.8	-128.4
Sintetico - 100rpm – 200kg	313.21	+100.4	-137.2
Minerale - 100rpm – 100kg	213.10	+84.4	-96.8
Sintetico - 100rpm – 100kg	210.61	+74.0	-101.2
Minerale - 37rpm – 200kg	322.99	+114.4	-131.3
Sintetico - 37rpm – 200kg	321.16	+108.0	-134.3
Minerale - 37rpm – 100kg	211.84	+79.6	-99.0
Sintetico - 37rpm – 100kg	212.87	+83.6	-96.8

Dai risultati ottenuti si ritrova che a pari condizioni di esercizio il lubrificante sintetico tenda a generare sollecitazioni di minore entità rispetto a quello minerale, tranne per il caso a minor carico e velocità. Si osserva che il parametro che influisce maggiormente sul sistema è il carico. Da tenere in considerazione che la velocità non è inserita direttamente nel software e il suo effetto si riscontra solo nel coefficiente d'attrito prodotto. Con un maggior carico si ottiene una sollecitazione maggiore sia come valore di Von Mises che come sollecitazione di taglio T1, con il massimo che si posiziona più in profondità e verso l'esterno rispetto agli altri casi. Anche se hanno valori differenti di T1 massima, le mappe delle sollecitazioni di taglio hanno forma simile tra loro. Le sollecitazioni sopportate, anche nei casi peggiori, non superano la resistenza dei materiali.

Di conseguenza, con una lubrificazione continua si sarebbe ottenuta un'ottima resistenza del componente.

Prendendo come riferimento gli andamenti del test con il lubrificante minerale in Figura 54, si è valutata anche la sollecitazione presente negli istanti in cui si hanno picchi nel coefficiente d'attrito. Imponendo il coefficiente pari a 0.3 e i carichi a 100kg e a 200kg si sono nuovamente valutate le mappe della sollecitazione di taglio T1 (Figura 68) e il valore massimo dello sforzo equivalente di von Mises (

Tabella 18).

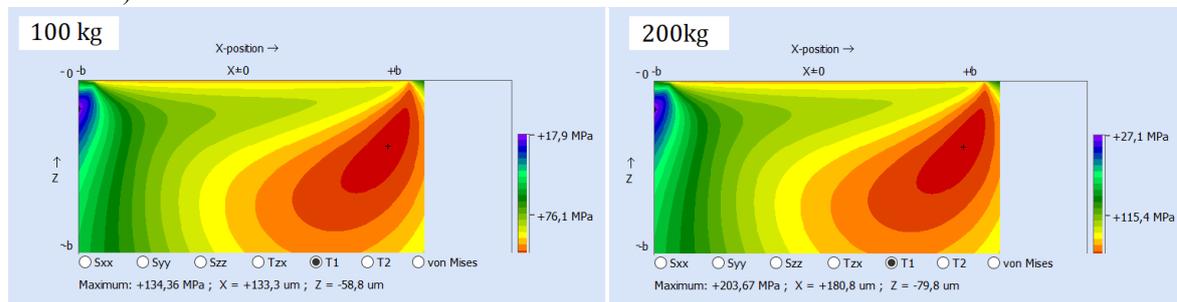


Figura 68 - Rappresentazione della mappa della sollecitazione di taglio T1 nel piano xz nelle condizioni a 100kg (a sinistra) e 200kg (a destra) con coefficiente d'attrito pari a 0.3

Tabella 18 - Valori massimi di von Mises con relativa posizione nelle differenti condizioni di carico con coefficiente d'attrito pari a 0.3

	Max [MPa]	x [μm]	z [μm]
100 kg	259.71	+43.9	0
200 kg	393.68	+55.6	0

Con l'innalzamento del coefficiente fino a 0.3 si ottengono sollecitazioni tangenziali prossime alla superficie. La sollecitazione di von Mises a pari carico aumenta rispetto alle condizioni con lubrificazione continua ed è posizionata all'altezza della superficie in modo decentrato. I valori risultano ancora inferiori alle resistenze dei materiali, ma essendo a scarsa profondità possono indurre alla formazione di cricche superficiali. Per la valutazione dell'usura si sono osservati sia i blocchi che gli anelli. Di seguito sono riportate le superfici usurate dei diversi anelli per un confronto generale.

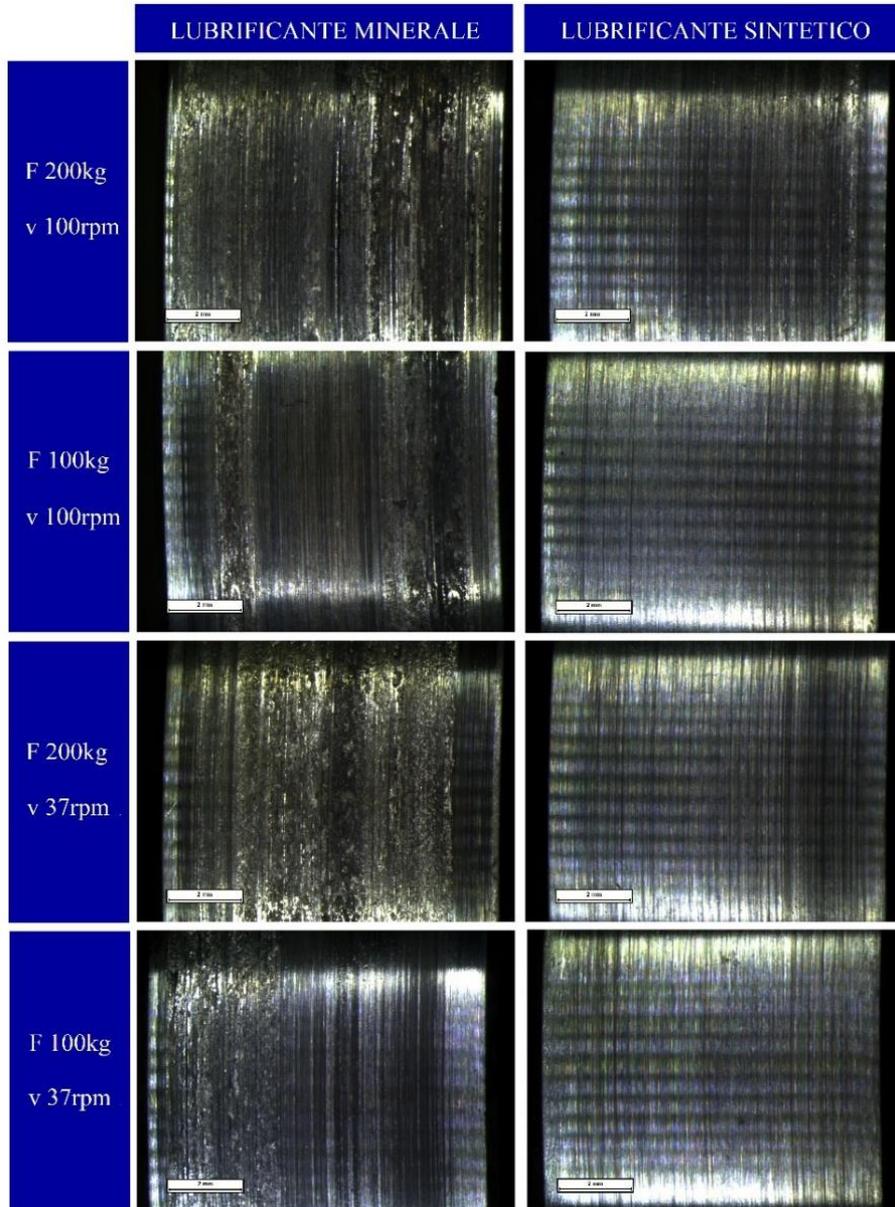


Figura 69 - Immagini dell'area usurata degli anelli rilevate con lo stereomicroscopio allo stesso ingrandimento (x0.63)

Confrontando le immagini, con il lubrificante sintetico si osserva un danneggiamento meno marcato, dato da segni di strisciamento scuri. Con il lubrificante minerale, invece, si osservano aree con una superficie più frastagliata ed ossidata. Come per il blocco si ritrova in molti casi l'usura prevalente su un solo lato. Ciò può essere dovuto alla presenza del sistema di bloccaggio dell'anello, che contribuisce a confinare all'interno del contatto dei detriti prodotti in strisciamento. Inoltre, lateralmente si ha maggiore difficoltà del lubrificante a rimanere nella zona di contatto, determinando una minore protezione della superficie. Nel lubrificante sintetico si ha che i casi intermedi hanno superfici di usura simili tra loro, questo aspetto trova una corrispondenza nei risultati ottenuti con i calcoli del tasso di usura.

Per le analisi al SEM si sono selezionati i prodotti dei test con condizioni estreme ovvero 37rpm-200kg e 100rpm-100kg. L'analisi si è eseguita sia sull'anello che sul blocco, per valutarne i differenti meccanismi di usura ove presenti.

- Lubrificante minerale 100rpm – 200kg

Per prima cosa si è analizzata la superficie del blocco. Si può osservare già dalle immagini a bassi ingrandimenti una maggiore usura sul lato sinistro dell'impronta. Tramite la sonda per elettroni retrodiffusi, proprio in corrispondenza di quel lato è presente un materiale di composizione differente da quello base. Anche nella parte alta, che corrisponde alla direzione in cui ruotava l'anello, fuori dalla traccia si ha la presenza di materiale con stessa colorazione. Di conseguenza, il materiale in questione potrebbe essere legato ai detriti prodotti, che possono essere stati ossidati nel contatto con l'anello controparte.

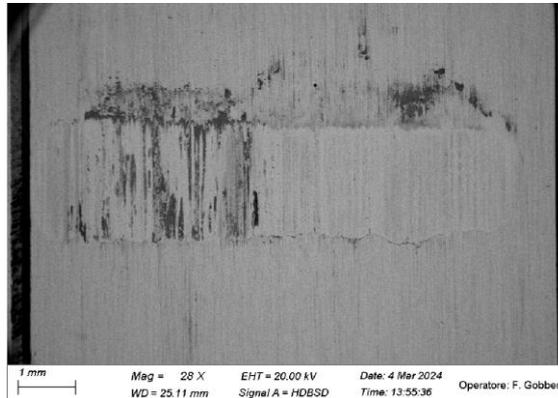


Figura 70 - Immagine rilevata con elettroni retrodiffusi dell'area usurata del blocco testato a 100rpm-200kg con lubrificante sintetico

Nella Figura 71 è rappresentato l'ingrandimento dell'area maggiormente usurata, che è situata nella parte sinistra dell'impronta. Dall'immagine ottenuta con sonda per elettroni secondari (Figura 71 in alto a sinistra) si osserva la presenza nella zona centrale di creste, caratteristiche del fenomeno di plasticizzazione della superficie (indicate dal rettangolo rosso); mentre ai lati si riscontra la presenza di materiale che si sta distaccando dalla superficie (contrassegnate in azzurro). Tramite gli elettroni retrodiffusi (Figura 71 in alto a destra) si evidenzia che il materiale in questione ha composizione differente rispetto a quello base. Dal dettaglio in Figura 71-a si osserva con chiarezza come si siano formati più strati sovrapposti, che possono corrispondere al tribolayer. La loro scarsa adesione alla superficie può indicare una scarsa stabilità del tribolayer.

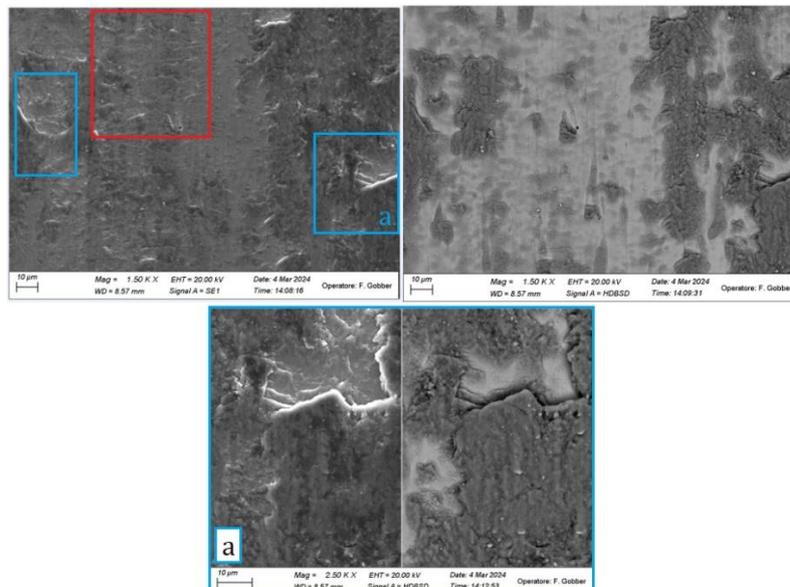


Figura 71 - Immagini dell'area di usura del blocco (100rpm-200kg minerale) rilevate al SEM. Sopra stessa immagine ad ingrandimento x1500 con elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx). Al di sotto dettaglio dell'area (a) con ingrandimento x2500 presa sia con elettroni secondari (sx) che retrodiffusi (dx)

Per convalidare l'ipotesi è stata effettuata un'analisi EDS delle due aree: quella più chiara relativa al materiale di base e quella più scura associata al tribolayer. Dai risultati riassunti nella Tabella 19 si evince che l'area

più chiara presenti composizione corrispondente all'acciaio 100CrMo7 di cui è composto il blocco. Mentre l'area scura contiene un tenore di ossigeno elevato rispetto al materiale di base e la percentuale del silicio e del cromo è intermedia tra i materiali del blocco e dell'anello. Di conseguenza potrebbe derivare dalla compattazione dei detriti ossidati derivanti dal blocco e del materiale trasferito dell'anello a seguito dello strisciamento.

Tabella 19 - Percentuali in peso (Wt%) e deviazioni correlate (Sigma Wt%) degli elementi dell'area chiara e dell'area scura, rappresentate in Figura 72, ricavati tramite analisi EDS

Elemento	Area chiara (spectrum 5)		Area Scura (spectrum 6)	
	Wt%	Sigma Wt%	Wt%	Sigma Wt%
C	5.84	0.35	9.90	0.43
O	1.26	0.15	27.84	0.32
Si	0.24	0.06	0.77	0.07
Cr	1.64	0.08	0.77	0.09
Mn	0.51	0.10	0.39	0.11
Fe	90.51	0.39	60.33	0.42

Osservando l'area del tribolayer nella Figura 71-a e nella Figura 72, si distingue all'interno la presenza di particelle chiare (Figura 72 -destra) di dimensione di circa 1 μm . Dalla microanalisi composizionale risultano simili al 52SiCrNi5 con un'alta percentuale di ossigeno all'interno.

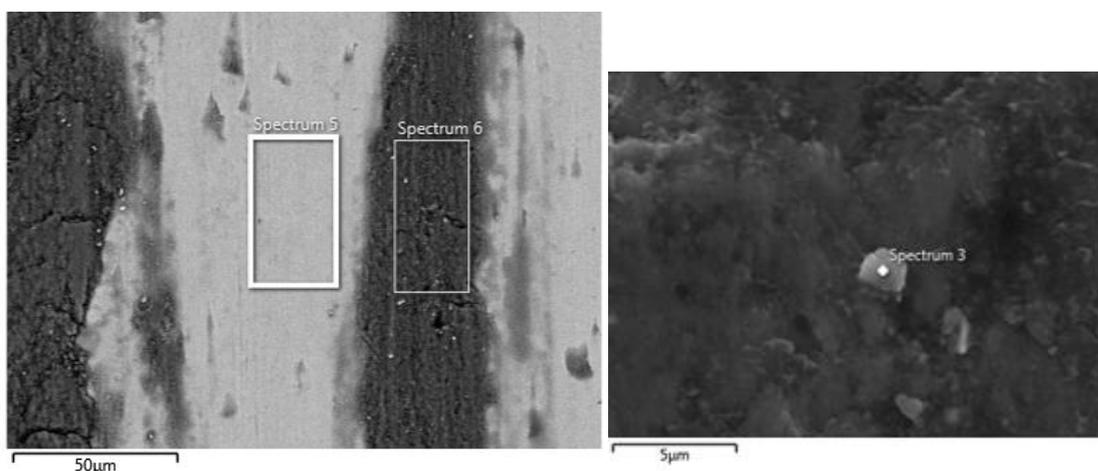


Figura 72 - Immagini di riferimento per le microanalisi EDS. A sinistra si sono rilevate le composizioni delle macroaree, a destra si ha dettaglio della particella e punto in cui si è valutata la composizione.

All'interno dell'area non sono presenti solchi riconducibili a meccanismi di usura abrasiva. Dalla presenza di plasticizzazione e trasferimento di materiale si può associare il meccanismo di danneggiamento principalmente associabile all'usura adesiva.

Per l'anello si riscontra anche in questo caso un'usura maggiore su un lato e la presenza di materiale con composizione differente dalla base. Nella Figura 73 si osservano regioni al centro con creste di plasticizzazione (segnate dalle frecce rosse). Analizzando con l'EDS l'area dei detriti (segnata dalla freccia blu) si ha la presenza di zolfo con percentuale pari a 0.3%, questo dato potrebbe derivare dalla degradazione del lubrificante.

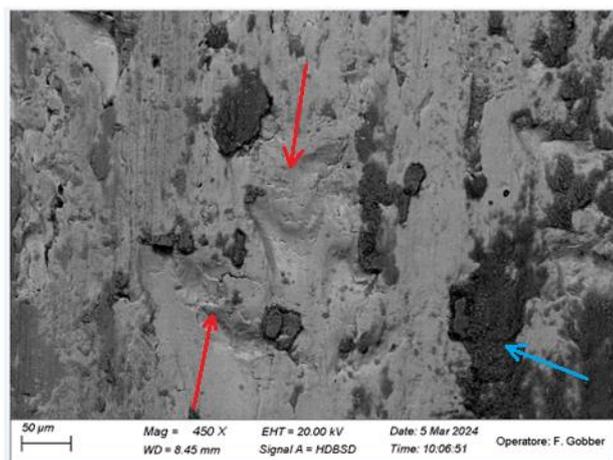


Figura 73- Superficie usurata dell'anello (100rpm-200kg minerale) ottenuta con gli elettroni retrodiffusi

- Lubrificante sintetico 100rpm - 200kg

Anche nel test con il lubrificante sintetico dallo stereomicroscopio si osserva un'impronta asimmetrica con usura maggiore su un lato del blocco. A differenza del caso precedente, all'interno dell'impronta non si è rilevata ad ingrandimenti minori la presenza di materiale di apporto. Da un'osservazione più approfondita, si osservano dei solchi verticali che corrispondono a quelli presenti sulla superficie non intaccata, di conseguenza la loro origine è frutto delle lavorazioni meccaniche.

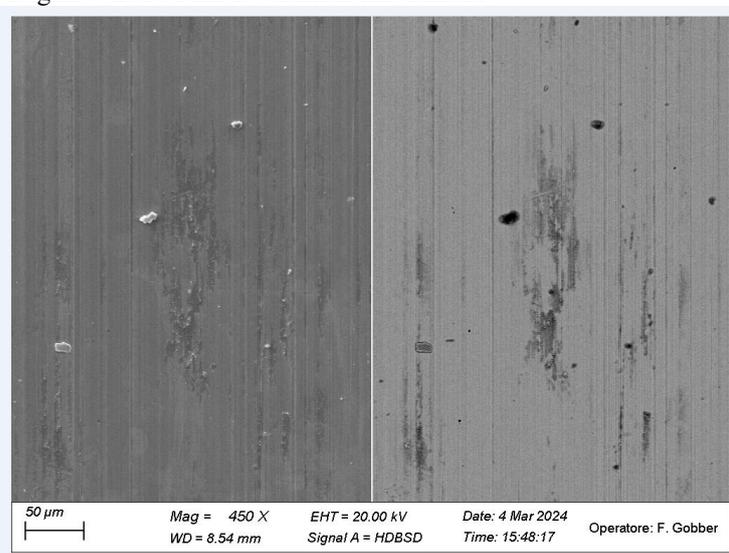


Figura 74 - Immagine della superficie di usura del blocco (100rpm-200kg sintetico) ottenuta con gli elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx)

Nella Figura 74 tramite gli elettroni retrodiffusi si osserva la presenza di materiale con composizione differente dalla base. Analizzandolo con la microanalisi EDS, la composizione del materiale estraneo è di circa il 20% carbonio, il 4% di ossigeno, l'1.1% di cromo e il rimanente in ferro. Non essendo presenti gli altri elementi caratteristici della lega e data l'alta percentuale di carbonio, si può associare il materiale analizzato a residui di contaminazione ambientale o di lubrificante.

Anche nell'anello è presente un lato più usurato rispetto all'altro. In confronto al blocco, osservando la superficie a maggiori ingrandimenti risulta una maggior usura superficiale. Come per il lubrificante minerale si ritrova la presenza di creste e di distacco del materiale. Si osserva la presenza di un alone scuro con gli elettroni retrodiffusi, che corrisponde a residui di lubrificante.

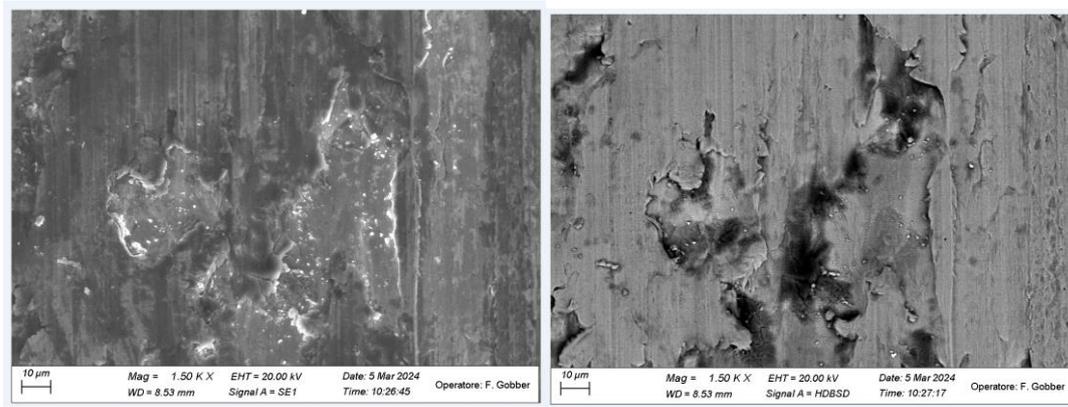


Figura 75 - Immagine dell'anello (100rpm-200kg sintetico) ottenute con gli elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx)

- Lubrificante minerale 37rpm – 100kg

Anche in questo caso si ha una maggior usura nel lato destro del blocco e dell'anello. Rispetto al test a maggior carico e velocità all'interno dell'area usurata del blocco non si vede ad ingrandimenti bassi la presenza di materiale con composizione differente. Ingrandendo l'immagine si denota la presenza dei solchi verticali che corrispondono alle lavorazioni meccaniche. Sulla superficie si sono identificati dei micro-pit con dimensione di 1 µm (segnati dalle frecce rosse in Figura 76).

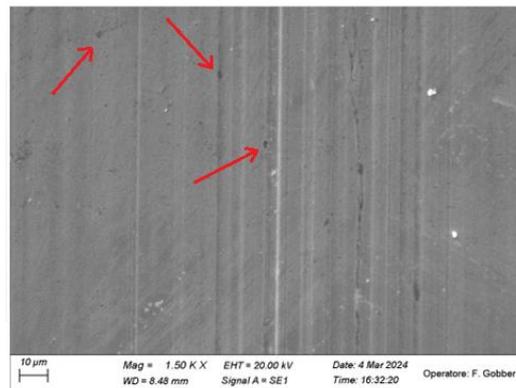


Figura 76 - Immagine del blocco (37rpm-100kg minerale) ottenuta con elettroni secondari

Si sono osservati anche i detriti presenti sopra l'area usurata, dalle immagini la massa risulta frammentata con la presenza di cricche interne. Dalla microanalisi EDS si ha un alto tenore di ossigeno ed una composizione generale corrispondente al materiale di base del 100CrMo7.

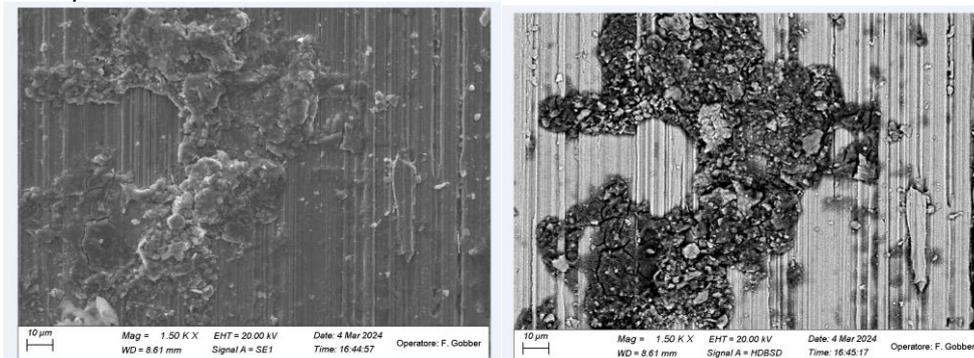


Figura 77 - Immagine dei detriti presenti sopra all'usura rilevati tramite elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx)

Nell'anello dalla superficie si osservano caratteristiche pronunciate di usura adesiva. Dall'ingrandimento di osserva nel lato sinistro la presenza di creste di deformazione plastica (Figura 78-a). Mentre al centro si ha la

presenza di pit, che conseguono nella perdita di materiale dovuto a meccanismi riconducibili allo scuffing (Figura 78-b).

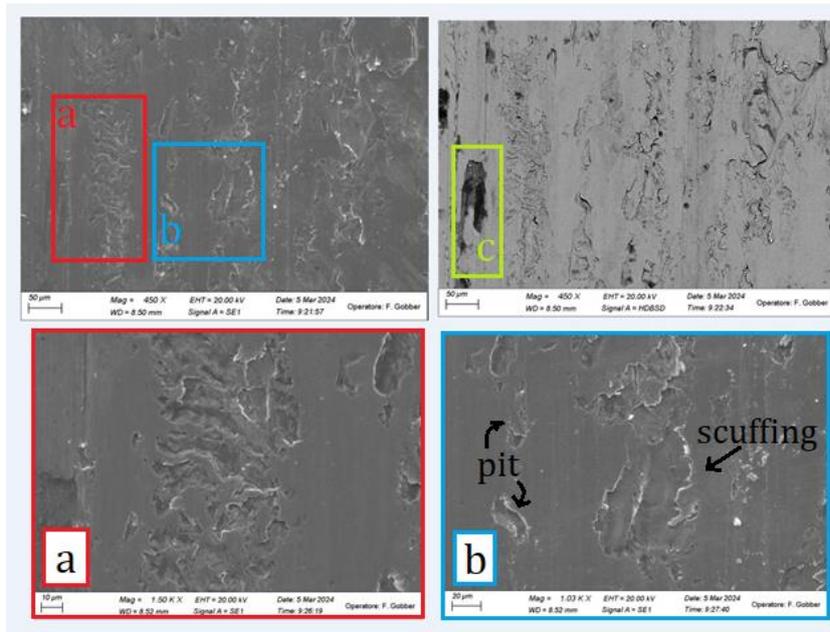


Figura 78 - Immagine dell'anello (37rpm-100kg minerale) sopra ad ingrandimenti minori rilevate con gli elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx). Sotto dettagli rilevata ad ingrandimenti maggiori con elettroni secondari

Anche qui si ha la presenza sulla superficie di materiale con composizione differente, dall'analisi EDS dell'area scura si ha una corrispondenza con il materiale di base ossidato (Figura 78-c).

- Lubrificante sintetico 37rpm – 100kg

Nell'area usurata del blocco si osservano i segni della lavorazione meccanica e la presenza di particelle, analizzandole con EDS si ha la composizione del materiale di base (100CrMo7) con alto tenore di ossigeno.

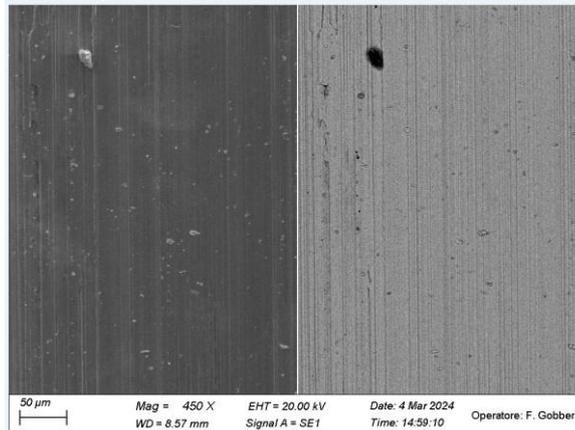


Figura 79 - Immagine del blocco (37rpm-100kg sintetico) rilevato con gli elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx)

Nell'anello si vede la presenza dei segni verticali caratteristici della lavorazione e dei pit che con gli elettroni retrodiffusi risultano scuri per la presenza di lubrificante residuo all'interno. Nel dettaglio (Figura 80-destra) si può osservare la formazione di un microgiunto, caratteristico dell'usura adesiva.

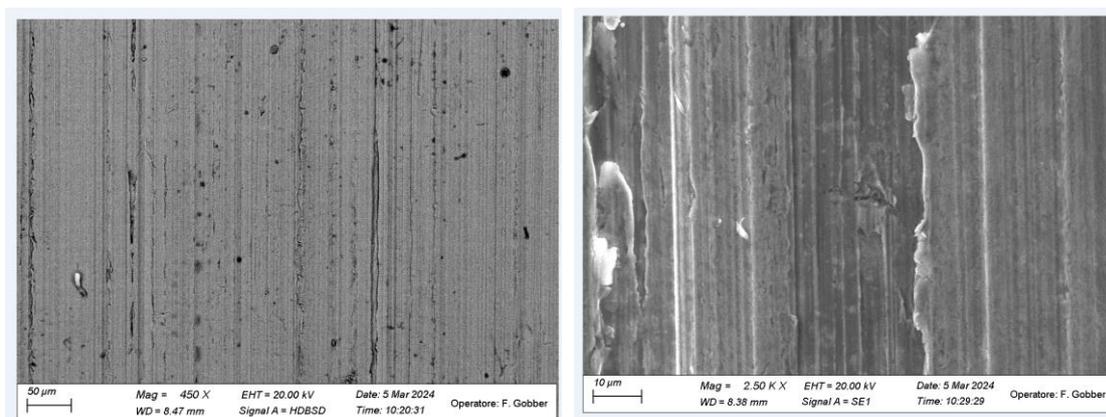


Figura 80 - Immagine della superficie dell'anello (37rpm-100kg sintetico) rilevata con elettroni retrodiffusi (sx) e dettaglio di microgiunto rilevato con elettroni secondari (dx)

Dalle osservazioni effettuate si ha che in tutti i casi la tipologia di usura principalmente avvenuta è quella adesiva. Il risultato è coerente essendo il test operato con ritenzione del lubrificante, di conseguenza si ha una perdita dell'olio man mano che procede la prova conducendo all'adesione tra i due componenti. Confrontando il lubrificante minerale con quello sintetico, a pari condizioni si ottiene una maggior usura nel primo. In particolare, si ritrova nei casi dell'olio minerale una maggior presenza di detriti anche all'interno dell'impronta, pit e creste di deformazione plastica. I detriti rilevati corrispondono ai materiali di base ossidati. Tra il blocco e l'anello, il secondo risulta maggiormente danneggiato. Tanto che nei casi con minore carico si osservavano più difficilmente nel blocco i segni dell'usura. Il fatto che l'anello sia più usurato è coerente, considerando che ha durezza e resistenza minore rispetto all'altro materiale. Inoltre, per maggiori carichi si è riscontrata la presenza del materiale (52SiCrNi5) sul blocco, al contrario sull'anello non si sono rilevate tracce del 100CrMo7. Il caso con minori segni risulta con il lubrificante sintetico a minor carico, dove è minima la presenza di detriti nell'impronta.

6.4.2 Analisi dei meccanismi di usura del banco prove

Per il banco prove si è analizzato solamente il caso a 200kg per i due lubrificanti. La scelta si è basata nella ricerca di un caso intermedio con usura visibile, ma con estensione non troppo eccessiva come con i 100kg-minerale e i 500kg-sintetico. Inoltre, si osserva dalle immagini allo stereomicroscopio (Figura 66) che la superficie a 500kg del lubrificante minerale rassomigli a quella a 200kg del medesimo lubrificante, ma con un'estensione maggiore. Mentre quella da 200kg del sintetico assomiglia a quelle a 50kg ma più estesa. Inoltre, già con l'ingrandimento massimo dello stereomicroscopio si può osservare nel perno dei 500kg-sintetico la presenza di scuffing tipico dell'usura adesiva (Figura 81 segnati con le frecce rosse).

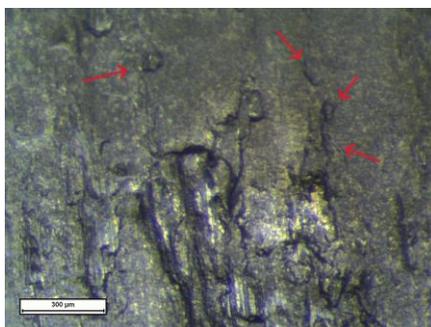


Figura 81 - Immagine della superficie del perno (500kg-sintetico) rilevata con lo stereomicroscopio

Si è effettuata l'analisi al SEM solo ai perni, essendo la superficie interessata della boccia all'interno e quindi non visibile.

- Lubrificante minerale 200kg

Nella camera del SEM si è posizionato il perno con in alto l'area maggiormente usurata, che nello stereomicroscopio risultava laterale. Si è scelto di ruotare il perno, in modo da poter osservare più efficacemente l'area danneggiata. Dalle immagini prese dagli elettroni secondari (Figura 82) si osserva la

presenza di pit e delle creste con deformazione plastica. Con gli elettroni retrodiffusi si osservano degli aloni scuri all'interno delle cavità che possono corrispondere a residui di lubrificante.

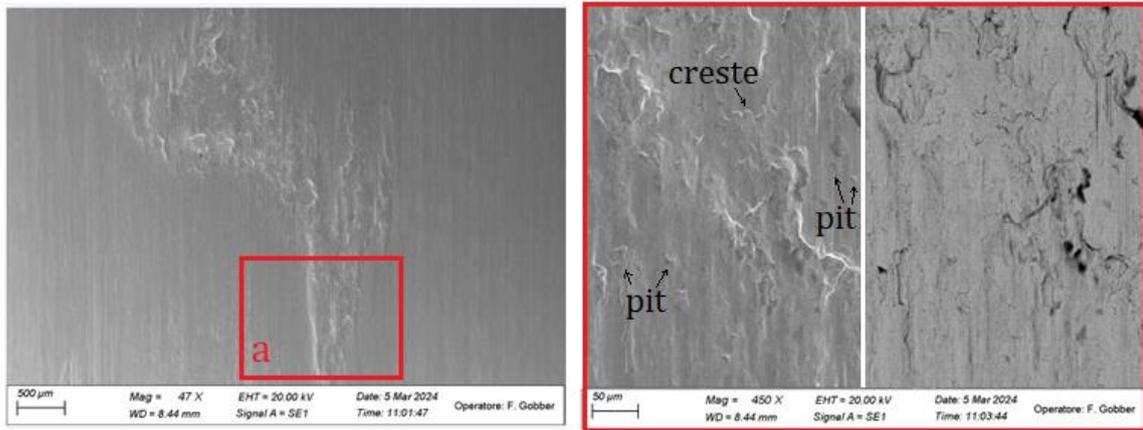


Figura 82 - Immagine del perno (200kg-minerale) rilevata con elettroni secondari e a destra dettaglio rilevato con elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx)

- Lubrificante sintetico 200kg

In questo caso il perno è stato posizionato allo stesso modo di quello dello stereomicroscopio. Dalle immagini si riscontra la presenza di solchi verticali. Confrontandoli con i segni presenti in un'area lontana dall'usura (Figura 83-destra) si può constatare che, come nei casi del block-on-ring, non dipendano dall'usura abrasiva, ma sono causati dalle lavorazioni meccaniche. Tramite gli elettroni retrodiffusi si notano solo degli aloni scuri all'interno delle crepe che si possono ricondurre a del lubrificante residuo.

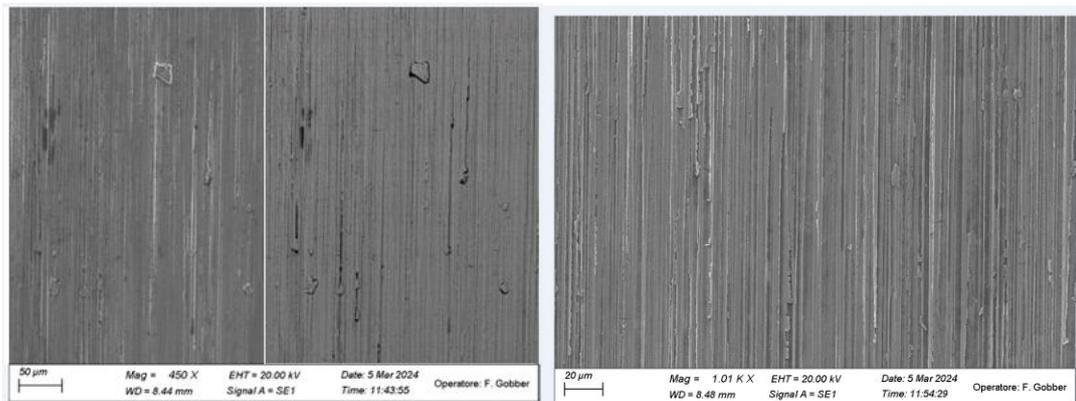


Figura 83 - Immagine a destra della superficie di usura del perno (200kg-sintetico) rilevata con elettroni secondari (sx) e retrodiffusi (dx) e a destra superficie lontana dall'area di usura rilevata con elettroni secondari

A maggiori ingrandimenti come segni di usura si osserva la formazione di creste derivate dal distacco progressivo del materiale (Figura 84-azzurro) e la presenza di cricche orizzontali (Figura 84-rosso)

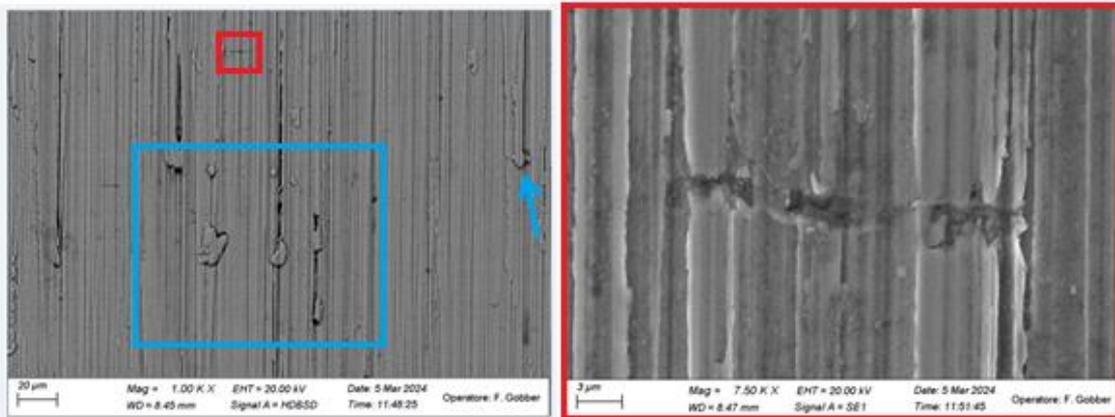


Figura 84 - Immagine della superficie del perno (200kg-sintetico) rilevata con elettroni retrodiffusi con a destra ingrandimento della crepa rilevato con gli elettroni secondari

I limitati segni di usura e la visibilità delle linee di lavorazione, determinano che la superficie sia meno intaccata rispetto al caso precedente. Anche con i prodotti del banco prove l'usura accorta rientra in quella adesiva. Avendo movimento alternato tra le superfici, la definizione dei meccanismi di usura risulta più complessa rispetto al block-on-ring.

Nel banco prove nelle immagini riprese con gli elettroni retrodiffusi si riscontra la mancata presenza di particelle ossidate o di trasferimento di materiale. La mancanza di residui ossidati nel banco prove si può appurare dal momento che nel test la temperatura è aumentata al massimo di 15°C. Oltre a ciò si aveva l'aggiunta del lubrificante ad intervalli regolari durante tutta la prova, che determina una riduzione della temperatura superficiale.

Conclusioni

All'interno del lavoro di tesi è stato studiato l'effetto della tipologia di lubrificante impiegato in accoppiamenti perno-biella in una macchina industriale per la fabbricazione di contenitori in vetro, per contenerne l'attrito e l'usura, confrontando le prestazioni di un olio lubrificante minerale ed uno sintetico sia con test normati che mediante lo sviluppo di un banco prove dedicato. La tribologia fonda le proprie basi su di una forte multidisciplinarietà, trasversale alla scienza dei materiali e alla metallurgia in particolare, che all'interno di questa tesi emerge negli aspetti di interesse meccanico, per quanto concerne l'attrito e la teoria del contatto, che in quelli di interesse chimico per quanto concerne i lubrificanti e la loro composizione.

Con il test tribologico block-on-ring sono stati valutati il coefficiente d'attrito e i meccanismi di usura che si verificano in un contatto non-conforme lubrificato, svincolandosi dalle complessità dell'applicazione finale. Essendo una modalità di prova normata, si ha una minore oscillazione dei risultati, maggiore robustezza e ripetibilità della prova; tuttavia il risultato è rappresentativo di un caso semplificato, che non tiene conto delle variabili presenti in macchina. Dai risultati sperimentali si conclude che il lubrificante sintetico sia efficace nel ridurre il coefficiente d'attrito. Variando il carico ad alte velocità di rotazione (100rpm) il coefficiente risulta stabile a 0.16, mentre a basse velocità (37rpm) i valori di coefficiente ottenuti sono di 0.18 a 100kg e 0.17 a 200kg. Mentre il lubrificante minerale a bassa velocità sviluppa coefficienti di attrito di 0.17 (a 100kg) e 1.18 (a 200kg) e ad alte velocità di 0.18 (100kg) e 0.19 (a 200kg). Coerentemente con l'andamento del coefficiente d'attrito, anche il tasso di usura con il lubrificante sintetico risulta notevolmente ridotto rispetto a quello minerale, comportando maggiore efficacia nell'utilizzo, dovuta ad una migliore ritenzione del lubrificante all'interno del contatto.

I risultati ottenuti dal banco prove presentano in generale maggiore complessità nella valutazione e di conseguenza una maggior difficoltà nel distinguere gli effetti presenti durante l'applicazione. Il banco prove permette di simulare condizioni più estreme rispetto al test tribologico, che rientrano nei campi di lubrificazione limite degli oli. Dai risultati delle prove si osserva comunque in prima istanza un minore grippaggio nel caso del lubrificante sintetico, coerente con i risultati del block-on-ring, seppur i dati numerici ottenuti siano caratterizzati da incertezza significativa, è necessaria la ripetizione degli stessi test per ridurre l'errore sperimentale, specie in questa fase in cui il banco prove è in validazione.

Come meccanismi di usura si è riscontrato su entrambi i campioni analizzati usura di tipo adesivo, con minor grado di danneggiamento superficiale nei casi di utilizzo del lubrificante sintetico. Nel block-on-ring si è riscontrata la formazione di tribolayer ossidati, che nel banco prove erano assenti per le minori velocità e temperature superficiali.

In definitiva nei due approcci applicati per la valutazione dei lubrificanti, i vantaggi ritrovati sono per il block-on-ring:

- Maggiore stabilità dei risultati
- Possibilità di confronto con la letteratura
- Sistema più user friendly
- Maggior facilità nella misura del coefficiente d'attrito e dell'usura prodotta

Mentre il banco prove:

- Maggior potenzialità nel riprendere il caso reale
- Possibilità di esercitare carichi più alti
- Maggior libertà per i tipi di contatto che si vogliono riprodurre

Gli svantaggi, invece, sono per il block-on-ring:

- Limite nei carichi e velocità ottenibili
- Assenza di un sistema per il monitoraggio della temperatura
- Maggior lontananza con la realtà

E per il banco prove:

- Maggior instabilità dei risultati, richieste più prove per ogni carico per ottenere risultati robusti
- Sistema tribologico più complesso, maggior difficoltà nella valutazione dei risultati
- Risultati non confrontabili direttamente con la letteratura

Sviluppi futuri

Grazie a questa prima campagna di prove effettuata in seguito alla progettazione e realizzazione del banco prove sono emersi alcuni limiti attuali del sistema di prova. La maggior criticità risiede nell'accoppiamento tra il perno e la boccola; essendo la tolleranza geometrica molto ridotta, con estensione compresa tra 0.55mm e 0.1mm, si ha che a spostamenti di centesimi di millimetro possono corrispondere differenze macroscopiche nei carichi applicati. Per questo motivo la struttura richiede un maggior controllo delle tolleranze. Tuttavia, all'interno sono presenti più innesti con rispettivi gioghi, poiché devono permettere la rimozione dei componenti dopo ogni prova. In particolare, gli elementi critici risiedono nella base e nel prolungamento del perno, che si riflettono in una perdita di precisione e di perpendicolarità del perno stesso risultando nella modifica della posizione ed estensione dell'area di contatto.

Inoltre, l'applicazione della forza da un solo lato provoca la flessione del perno. Per contenerla è stato inserito un cuscinetto al di sopra, ma il giogo interno al cuscinetto stesso non ne determina un vincolo stringente e di conseguenza si osservano fenomeni di impuntamento. Riducendo la superficie di contatto allo spigolo ne consegue un'intensificazione degli sforzi e di conseguenza il fenomeno di grippaggio tra perno e boccola. La struttura si può usare comunque riducendo in modo consistente le forze applicate. Il sistema di applicazione della forza, dovendo inizialmente raggiungere forze di 30'000N ha una precisione ridotta per bassi carichi. Anche perché allo stato attuale ogni spostamento anche inferiore al millimetro determina variazioni consistenti della forza.

Per limitare gli effetti di flessione si dovrebbe modificare significativamente il sistema nei seguenti aspetti:

- Inserire dei vincoli simmetrici
- Applicare la forza da tutti e due i lati oppure sarebbe preferibile applicarla direttamente al centro
- Limitare la presenza di innesti, o nel caso inserire tolleranze più stringenti
- Un'alternativa è rendere meno rigida la boccola, che possa accompagnare la flessione del perno e determinare una maggior area di contatto
- Modificare il sistema applicando la forza dalla boccola, inserendola all'interno di una guida per evitare rotazioni o spostamenti laterali. Mentre il perno viene vincolato ai lati in modo simmetrico per limitare impuntamento da uno spigolo
- Al posto del grano per l'applicazione della forza inserire un pistone, in modo da mantenere il carico applicato il più costante possibile

Bibliografia

- [1] G. W. Stachowiak and A. W. Batchelor, "Engineering Tribology (3rd Edition)." Elsevier. [Online]. Available: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpETE00012/engineering-tribology/engineering-tribology>
- [2] I. Hutchings and P. Shipway, *Tribology : Friction and Wear of Engineering Materials*. Oxford, UNITED KINGDOM: Elsevier Science & Technology, 2017. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=4841643>
- [3] V. L. Popov, *Contact Mechanics and Friction : Physical Principles and Applications*. Berlin, Heidelberg, GERMANY: Springer Berlin / Heidelberg, 2017. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=4822017>
- [4] C. Gachot and M. F. Bin Abdollah, *50 years of Tribology - sustainable manufacturing*. Bradford, West Yorkshire, UNITED KINGDOM: Emerald Publishing Limited, 2017. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=4914061>
- [5] S. Q. A. Rizvi, "Comprehensive Review of Lubricant Chemistry, Technology, Selection, and Design." ASTM International. [Online]. Available: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpCRLCTSD1/comprehensive-review/comprehensive-review>
- [6] B. Bhushan, *Principles and Applications of Tribology*. Newark, UNITED KINGDOM: John Wiley & Sons, Incorporated, 2013. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=1117006>
- [7] T. Bartels *et al.*, "Lubricants and Lubrication," in *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2003. doi: 10.1002/14356007.a15_423.
- [8] K. G. Budinski, *Friction, Wear, and Erosion Atlas*. Baton Rouge, UNITED STATES: Taylor & Francis Group, 2013. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=1408045>
- [9] R. W. Bruce, *Handbook of Lubrication and Tribology, Volume II : Theory and Design, Second Edition*. Baton Rouge, UNITED STATES: Taylor & Francis Group, 2012. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=945462>
- [10] R. C. Dante, *Handbook of Friction Materials and Their Applications*. Cambridge, UNITED KINGDOM: Elsevier Science & Technology, 2015. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=4107698>
- [11] D. Lyubimov, K. Dolgoplov, and L. Pinchuk, *Micromechanisms of Friction and Wear : Introduction to Relativistic Tribology*. Berlin, Heidelberg, GERMANY: Springer Berlin / Heidelberg, 2013. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=1082881>
- [12] M. Torbacke, *sa Kassman Rudolphi*, and E. Kassfeldt, *Lubricants : Introduction to Properties and Performance*. Newark, UNITED KINGDOM: John Wiley & Sons, Incorporated, 2014. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/polito-ebooks/detail.action?docID=1642417>
- [13] L. R. Rudnick, *Synthetics, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants: Chemistry and Technology*. in Chemical Industries. CRC Press, 2020. [Online]. Available: <https://books.google.it/books?id=80jpDwAAQBAJ>
- [14] H. Liu, H. Liu, C. Zhu, and R. G. Parker, "Effects of lubrication on gear performance: A review," *Mech Mach Theory*, vol. 145, p. 103701, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.103701>.
- [15] BS 4459:1978, "Method for calculating viscosity index of petroleum products and lubricants from kinematic viscosity," 1978
- [16] -, "Scheda di sicurezza di Klubersynth HM2-220."
- [17] -, "Scheda tecnica di lubrificante Klubersynth HM2-220." Accessed: Oct. 30, 2023. [Online]. Available: https://dicksonbearings.ie/dbdocument/2087/K1%C3%BCbersynth_HM_2-220_EN_en.pdf
- [18] -, "Scheda di sicurezza di lubrificante Gulf Harmony AW-68." Accessed: Oct. 30, 2023. [Online]. Available: <https://www.gulfoilindia.com/wp-content/uploads/2017/08/Gulf-Harmony-AW-68.pdf>
- [19] -, "Scheda tecnica di lubrificante Gulf Harmony AW-68." Accessed: Oct. 30, 2023. [Online]. Available: https://imlubrificanti.it/images/GULF/pdf_schede_tecniche/gulf_harmony_aw_tds_07_2017_im.pdf
- [20] K. L. Johnson, "Contact Mechanics." Cambridge University Press. [Online]. Available: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpCM000008/contact-mechanics/contact-mechanics>
- [21] Q. J. Wang and H. S. Cheng, "Fundamental Principles of Contact and Lubrication," in *Automotive Lubricants and Testing*, S. C. Tung and G. E. Totten, Eds., West Conshohocken, PA: ASTM International, 2012, pp. 3–22. doi: 10.1520/MNL6220121208001.
- [22] -, "Scheda tecnica 52SiCrNi5." Accessed: Nov. 15, 2023. [Online]. Available: https://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/152933555852SiCrNi5.pdf

- [23] -, "Scheda tecnica 100CrMo7." Accessed: Nov. 15, 2023. [Online]. Available: https://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/100crmo7it.pdf
- [24] ASTM D7755-11, "Standard Practice for Determining the Wear Volume on Standard Test Pieces Used by High-Frequency, Linear-Oscillation (SRV) Test Machine," 2022
- [25] ASTM D7421-19, "Standard Test Method for Determining Extreme Pressure Properties of Lubricating Oils Using High-Frequency, Linear-Oscillation (SRV) Test Machine," 2024
- [26] ASTM D2670-20, "Standard Test Method for Measuring Wear Properties of Fluid Lubricants (Falex Pin and Vee Block Method)," 2020
- [27] ASTM D3233-19, "Standard Test Methods for Measurement of Extreme Pressure Properties of Fluid Lubricants (Falex Pin and Vee Block Methods)," 2020
- [28] M. Anderson and F. E. Schmidt, "Chapter 48 | Lubricant Friction and Wear Testing," in *Fuels and Lubricants Handbook: Technology, Properties, Performance, and Testing, 2nd Edition*, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, 2019, pp. 1671–1699. doi: 10.1520/MNL3720170003.
- [29] Q. Wang, S. C. Tung, Y. Liu, Y. Zhang, and D. Zhu, "Elastohydrodynamic Lubrication Film Tests and Tribological Bench Tests," in *Automotive Lubricants and Testing*, S. C. Tung and G. E. Totten, Eds., West Conshohocken, PA: ASTM International, 2012, pp. 85–104. doi: 10.1520/MNL6220121208405.
- [30] ASTM D2783-21, "Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Four-Ball Method)," 2022
- [31] BS ISO 20623:2017, "Petroleum and related products. Determination of the extreme-pressure and anti-wear properties of lubricants. Four-ball method (European conditions)," 2017
- [32] J. Padgurskas, R. Rukuiza, I. Prosyčevs, and R. Kreivaitis, "Tribological properties of lubricant additives of Fe, Cu and Co nanoparticles," *Tribol Int*, vol. 60, pp. 224–232, Apr. 2013, doi: 10.1016/j.triboint.2012.10.024.
- [33] ASTM D5183-21a, "Standard Test Method for Determination of the Coefficient of Friction of Lubricants Using the Four-Ball Wear Test Machine," 2022
- [34] ASTM D4172-21, "Standard Test Method for Wear Preventive Characteristics of Lubricating Fluid (Four-Ball Method)," 2022
- [35] ASTM G77-17, "Standard Test Method for Ranking Resistance of Materials to Sliding Wear Using Block-on-Ring Wear Test," 2022
- [36] ASTM D2782-20, "Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Timken Method)," 2020
- [37] M. Kašparová, F. Zahálka, and Š. Houdková, "Evaluation of material friction properties using the 'Block-on-Ring' apparatus," May 2009, pp. 115–124. doi: 10.2495/SECM090111.
- [38] H. Wu, L. Wang, B. Johnson, S. Yang, J. Zhang, and G. Dong, "Investigation on the lubrication advantages of MoS₂ nanosheets compared with ZDDP using block-on-ring tests," *Wear*, vol. 394–395, pp. 40–49, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.wear.2017.10.003.
- [39] H. Wu, S. Yin, Y. Du, L. Wang, and H. Wang, "An investigation on the lubrication effectiveness of MoS₂ and BN layered materials as oil additives using block-on-ring tests," *Tribol Int*, vol. 151, p. 106516, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.triboint.2020.106516.
- [40] D. Li and P. Leroux, *Block on Ring Sliding Wear Evaluation*. 2016.
- [41] M. Madej and B. Leszczyńska-Madej, "Analysis of the Effect of the Chemical Composition of Bearing Alloys on Their Wear under Wet Friction Conditions," *Lubricants*, vol. 11, no. 10, p. 426, Oct. 2023, doi: 10.3390/lubricants11100426.
- [42] P. Sharma *et al.*, "Synergic effect of TMD coating on textured steel using micro-EDM," *Surf Coat Technol*, vol. 467, p. 129714, Aug. 2023, doi: 10.1016/j.surfcoat.2023.129714.
- [43] M. R. Mahadeshwara *et al.*, "Investigating the Synergistic Effect of Electrochemical Texturing and MoSeC Coatings on the Frictional Behaviour of Lubricated Contacts," *Coatings*, vol. 13, no. 4, p. 692, Mar. 2023, doi: 10.3390/coatings13040692.
- [44] M. H. bin Sharuddin *et al.*, "Properties and tribological evaluation of graphene and fullerene nanoparticles as additives in oil lubrication," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 237, no. 8, pp. 1647–1656, Aug. 2023, doi: 10.1177/13506501231175540.
- [45] L. Peña-Parás *et al.*, "Nanoparticle lubricant additives applied in a CNC lathe ball screw component for improving the quality of machined workpieces: A case study," *Wear*, vol. 523, p. 204752, Jun. 2023, doi: 10.1016/j.wear.2023.204752.
- [46] J. A. Ortega, M. A. Sayeed Biswas, M. M. Rahman, V. Martinez, L. Peña-Parás, and D. Maldonado-Cortés, "Investigating the lubrication performance of vegetable oils reinforced with HNT and MMT nanoclays as green lubricant additives," *Wear*, vol. 523, p. 204859, Jun. 2023, doi: 10.1016/j.wear.2023.204859.

- [47] F. C. Thompson, F. M. Kustas, and G. A. Crawford, "Oil-lubricated sliding wear performance of TiSiCN-coated ductile iron," *Wear*, vol. 514–515, p. 204567, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.wear.2022.204567.
- [48] C.-L. Lin, W. Lin, S. Huang, G. Edwards, M. Lu, and H. Huang, "Tribological performance of zeolite/sodium dodecylbenzenesulfonate hybrid water-based lubricants," *Appl Surf Sci*, vol. 598, p. 153764, Oct. 2022, doi: 10.1016/j.apsusc.2022.153764.
- [49] T. Yu, F. Guo, X. Zhang, H. Ji, W. Duan, and P. Liang, "Water lubrication assisted by small-quantity silicone oil," *Tribol Int*, vol. 173, p. 107619, Sep. 2022, doi: 10.1016/j.triboint.2022.107619.
- [50] M. A. S. Biswas *et al.*, "Lubrication Performance of Sunflower Oil Reinforced with Halloysite Clay Nanotubes (HNT) as Lubricant Additives," *Lubricants*, vol. 10, no. 7, p. 139, Jul. 2022, doi: 10.3390/lubricants10070139.
- [51] S. Huang, Z. Wang, L. Xu, and C. Huang, "Friction and Wear Characteristics of Aqueous ZrO₂/GO Hybrid Nanolubricants," *Lubricants*, vol. 10, no. 6, p. 109, Jun. 2022, doi: 10.3390/lubricants10060109.
- [52] M. Niemczewska-Wójcik, M. Pethuraj, M. Uthayakumar, and M. S. Abdul Majid, "Characteristics of the Surface Topography and Tribological Properties of Reinforced Aluminum Matrix Composite," *Materials*, vol. 15, no. 1, p. 358, Jan. 2022, doi: 10.3390/ma15010358.
- [53] S. Huang *et al.*, "Roughness-dependent tribological characteristics of water-based GO suspensions with ZrO₂ and TiO₂ nanoparticles as additives," *Tribol Int*, vol. 161, p. 107073, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.triboint.2021.107073.
- [54] F. Cardoso, F. Ferreira, A. Cavaleiro, and A. Ramalho, "Performance of diamond-like carbon coatings (produced by the innovative Ne-HiPIMS technology) under different lubrication regimes," *Wear*, vol. 477, p. 203775, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.wear.2021.203775.
- [55] M. Kašparová, F. Zahálka, and Š. Houdková, "Evaluation of material friction properties using the 'Block-on-Ring' apparatus," May 2009, pp. 115–124. doi: 10.2495/SECM090111.
- [56] N. Murthy, A. K. Rai, and S. Berkebile, "Improved Loss-of-Lubrication Performance with Lubricants Containing Nano-Graphene Platelets and Ionic Liquids," *Applied Sciences*, vol. 10, no. 22, p. 7958, Nov. 2020, doi: 10.3390/app10227958.
- [57] S. P. B. N. K. M. M. R Riggs, "Ball-on-Disc Tribometer's Protocol Development: Loss of Lubrication Evaluation," *US Army Research Laboratory*. 2016.
- [58] Q. Huang *et al.*, "Tribological properties of AISI 4140 steel reinforced by bioinspired topological texture and multi-solid lubricants under starved lubrication," *Tribol Int*, vol. 187, p. 108692, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.triboint.2023.108692.
- [59] U. Cihak-Bayr, T. Wopelka, and C. Wintersteiger, "Investigation of friction and scuffing during loss of lubrication on a high velocity twin-disc test rig," *Forsch Ingenieurwes*, vol. 87, no. 3, pp. 1151–1167, Sep. 2023, doi: 10.1007/s10010-023-00717-z.
- [60] B. Morhard, C. Paschold, T. Lohner, and K. Stahl, "POWER LOSS AND DAMAGE BEHAVIOR OF GEARS OPERATING UNDER LOSS OF LUBRICATION," *J Tribol*, pp. 1–21, Feb. 2024, doi: 10.1115/1.4064859.