

POLITECNICO DI TORINO

DIPARTIMENTO DI ING. MECCANICA E AEROSPAZIALE

Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale



Tesi di laurea magistrale
Usura da fretting nei componenti aeronautici

Relatore

Prof. Botto Daniele

Correlatore

Ing. Lavella Mario

Candidato

Corallini Enrico

Marzo 2019

*Per compiere grandi passi,
non dobbiamo solo agire,
ma anche sognare, non solo
pianificare, ma anche credere*

- Anatole France

Sommario

1. Indice delle figure.....	4
2. Introduzione	8
3. Il problema del fretting.....	9
3.1 Fretting wear e meccanismi di usura	11
3.1.1 Classificazione dei processi di usura	12
3.2 Tecniche per misurare l'usura.....	17
3.2.1 Tecnica di misura variazione del volume	19
3.3 Cinematica del fretting.....	25
3.3.1 Effetto di isteresi.....	28
4. Attrito	35
4.1 Primi concetti sulle cause dell'attrito.....	37
4.2 Misura dell'attrito	39
4.2.1 Tipiche strumentazioni di prova	41
5. Determinazione dei parametri di contatto	45
5.1 Materiali e metodi	45
5.1.1 Banco prova	48
5.1.2 Misura del volume di usura	49
5.1.3 Tracciamento dei cicli di isteresi.....	60
5.1.4 Calcolo del coefficiente d'attrito e della rigidità di contatto	64
5.1.5 Energia dissipata dal processo di usura	77
5.2 Confronto con Renè-77.....	83
5.3 Analisi EDS del T-800.....	87
6. Conclusioni.....	91
6.1 Per le prove future.....	92
7. Ringraziamenti	94

8. Bibliografia.....	95
9. Sitografia	97

1. Indice delle figure

Figura 3-1: Quattro modalità di movimento a fretting del contatto sfera/piano.....	10
Figura 3-2: dispositivi di smorzamento delle pale di turbina e risposta in frequenza delle pale con e senza dampers sotto carico	11
Figura 3-3: Descrizione dei meccanismi di usura	12
Figura 3-4: Schematizzazione delle modalità di usura.....	13
Figura 3-5: Processo di trasferimento per adesione	13
Figura 3-6: Meccanismi dell'usura abrasiva.....	14
Figura 3-7: Rappresentazione schematica del confronto in termini di aree effettive di contatto tra due superfici metalliche in vuoto ed in ambiente ossidante.....	16
Figura 3-8: Schema delle principali caratteristiche antiusura delle leghe.....	16
Figura 3-9: Sezione trasversale di una scanalatura formata per intaglio.....	18
Figura 3-10: a) condizioni ideali con variazioni topografiche solo nell'area d'usura; effetti indesiderati dovuti alla: b) dilatazione, c) distorsione, d) effetto combinato di dilatazione e distorsione.....	20
Figura 3-11: Chiusura dei solchi per interpolazione dei punti non usurati (a) superficie di chiusura; (b) intaglio.....	21
Figura 3-12: a) rimozione della forma macroscopica; b) volume dei picchi e dei solchi generati dall'intaglio	23
Figura 3-13: Scorrimento in: a) partial slip mode; b) gross slip mode.....	25
Figura 3-14: Effetto del fretting al variare dell'ampiezza di scorrimento	26
Figura 3-15: Distribuzione delle pressioni di contatto in: a) partial slip mode; b) gross slip mode in funzione del numero di cicli di usura	27
Figura 3-16: Tipologie di solchi a seconda della modalità di slittamento: a) Partial slip; b) Mixed; c) Gross slip	27
Figura 3-17: Esempio di un ciclo di isteresi.....	28
Figura 3-18: Ciclo di isteresi di provino con rivestimento a base di cobalto	30

Figura 3-19: Set di cicli di isteresi in funzione dell'ampiezza di spostamento a 175 Hz nell'intervallo $-5; 5\mu m$	31
Figura 3-20: Set di cicli di isteresi in funzione dell'ampiezza di spostamento a 175 Hz nell'intervallo $-75; 75\mu m$	31
Figura 3-21: Confronto ciclo di isteresi di Coulomb e di Mindlin.....	32
Figura 3-22: Variazione dell'area del ciclo di isteresi mediante la teoria di Coulomb e di Midlin.	33
Figura 3-23: Coefficiente d'attrito calcolato con il metodo dell'energia stazionaria.....	33
Figura 4-1: Schema illustrativo di usura ed attrito	35
Figura 4-2: Interazione tra asperità di due superfici di contatto; Superfici di contatto effettive.....	37
Figura 4-3: Piano orizzontale e piano inclinato per lo studio dell'attrito radente.....	40
Figura 4-4: Illustrazione schematica delle tipiche interfacce geometriche impiegate per studiare l'attrito e il comportamento ad usura: (a) pin - on - disk; b) pin - on - flat; c) pin - on - cylinder; d) thrust washers.	43
Figura 4-5: Illustrazione schematica delle tipiche interfacce geometriche impiegate per studiare l'attrito e il comportamento ad usura: e) pin-into-bushing; f) rectangular flats on rotating cylinder; g) crossed cylinders; h) four-ball	43
Figura 5-1: a) Disegno tecnico dei provini; b) Immagine dei provini prima del fretting test	47
Figura 5-2: Campioni in Inconel I-718 con rivestimento T-800 dopo il fretting test.....	47
Figura 5-3: a) Schema del banco prova; b) Dettaglio del contatto dei due campioni; c) Immagine dei provini in condizione test	48
Figura 5-4: Topografia del provino I718 - 03C (superficie piana).....	50
Figura 5-5: Superficie usurata del provino 03C a superficie piana	51
Figura 5-6: Superficie non usurata 1 del provino 03C a superficie piana	52
Figura 5-7: Superficie non usurata 2 del provino 03C a superficie piana	52
Figura 5-8: Superficie non usurata 3 del provino 03C a superficie piana	52
Figura 5-9: Confronto dei volumi di usura delle superfici piane rispetto alle superfici sferiche dei provini con rivestimento T-800.....	58
Figura 5-10: Volumi di usura in funzione dei cicli di fatica. Prove eseguite a temperatura 21°C, frequenza 100 Hz, scostamento 150 micrometri.....	59

Figura 5-11: Volumi di usura dei provini Renè 77 senza T-800. Test eseguito a temperature diverse a 150 micrometri, 32 N, 100 Hz	59
Figura 5-12: Dislocamento in direzione normale in attrito non Coulombiano.....	61
Figura 5-13: Cicli di isteresi delle coppie di provini 01C e 04C a 5 milioni di cicli con frequenza 100 Hz, displacement nominale 150 μ m, 21°C	61
Figura 5-14: Confronto dei cicli di isteresi delle coppie 03C e 07C all'aumentare del numero di cicli di usura	62
Figura 5-15: Cicli di isteresi delle superfici di contatto CMSX-4 senza strato protettivo, dopo 70 x 103; 250 x 103 e 10 x 106 cicli di usura con carico normale di 32 N, temperatura 800 °C e frequenza 10Hz.....	63
Figura 5-16: Cicli di isteresi delle superfici di contatto CMSX-4 con strato protettivo T-800, dopo 70 x 103; 250 x 103 e 10 x 106 cicli di usura con carico normale di 32 N, temperatura 800 °C e frequenza 10Hz.....	64
Figura 5-17: Ciclo di isteresi della coppia I718 - 07C a 15 mln cicli di usura, frequenza 100 Hz, temperatura 21°C, displacement 150 μ m	65
Figura 5-18: Suddivisione del ciclo di isteresi in due semicicli della coppia 07C a 15mln cicli di usura	66
Figura 5-19:Variazione dell'area in funzione dello spostamento del semiciclo superiore ed inferiore della coppia 07C	67
Figura 5-20: Variazione dell'area rispetto dello spostamento, considerando l'insieme di punti dei due semicicli per la coppia 07C.....	68
Figura 5-21: Confronto delle forze tangenziali ricavate dai coefficienti d'attrito fisico ed equivalente.....	69
Figura 5-22: Andamento della rigidezza di contatto della coppia 04C e 01C a 5 mln cicli di usura	70
Figura 5-23: Andamento della rigidezza di contatto della coppia 05C e 02C a 10 mln cicli di usura	70
Figura 5-24: Andamento della rigidezza di contatto della coppia 07C e 03C a 15 mln cicli di usura	71
Figura 5-25: Tracciamento della curva bilineare per l'interpolazione dei valori del ciclo di isteresi.....	72
Figura 5-26: Variazione del coefficiente d'attrito in funzione dei cicli di usura.....	73

Figura 5-27: Valori medi del coefficiente d'attrito	74
Figura 5-28: Andamento della rigidità di contatto in funzione dei cicli di usura.	75
Figura 5-29: Valori medi di rigidità di contatto	75
Figura 5-30: Variazione del coefficiente d'attrito.....	77
Figura 5-31: Rapporto della forza tangenziale con la forza normale di schiacciamento delle coppie 01C e 04C.....	79
Figura 5-32: Energia cumulata in funzione del numero di cicli di usura dei provini in Inconel 718 con coating protettivo T-800	80
Figura 5-33: Andamento del coefficiente d'attrito della coppia 03C	80
Figura 5-34: Confronto energia persa cumulata tra i provini in Inconel 718 e in superlega CMSX4.....	81
Figura 5-35: Confronto del volume di usura con l'energia dissipata dal fretting su provini I-718 rivestiti con T-800.....	83
Figura 5-36: Confronto dell'energia accumulata dei provini con T-800 e dei provini in Renè senza coating	84
Figura 5-37: Confronto del volume di usura con l'energia dissipata dal fretting su provini Renè-77 senza rivestimento antiusura. Condizioni di carico 32N; 100 Hz; 150 μ m	85
Figura 5-38: Confronto dei valori dei provini in Inconel I718 con film protettivo T-800 e in Renè-77 senza coating.....	86
Figura 5-39: Confronto dell'usura volumetrica di superficie sferica e piana del T-800 su I-718 e Renè 77 senza coating.....	86
Figura 5-40: Analisi EDS dei provini 01C - 02C - 03C - 04C - 05C - 07C con rivestimento T-800	88
Figura 5-41: Riassunto analisi EDS relativi al provino a superficie piana.....	89
Figura 5-42: Riassunto analisi EDS relativi al provino a superficie sferica.....	89
Figura 5-43: Spettro EDS del provino a superficie piana 02C	90

2. Introduzione

Il fretting è il movimento relativo tangenziale oscillatorio a bassa ampiezza che può verificarsi in corrispondenza di superfici di contatto soggette a vibrazione. Il danno generato da questo stress ciclico è una funzione delle condizioni di contatto quali temperatura, carico normale, ampiezza di spostamento relativo e frequenza. Inoltre, il fretting può accelerare la nucleazione della cricca e la degradazione dell'interfaccia [24]. I giunti di lavoro delle pale delle turbine, di solito mostrano spostamenti relativi di pochi micrometri (circa $200 \mu m$), di conseguenza, il fretting tipicamente si verifica in corrispondenza di giunture della pala con il disco, e nei sistemi di smorzamento delle pale [1][5]. L'origine di questi piccoli spostamenti sono essenzialmente vibrazioni e cicli di carico. Problema tipico delle turbomacchine sono le vibrazioni ad alta frequenza delle pale di turbina, in particolar modo la frequenza di risonanza la quale induce a rottura l'elemento pala. L'ampiezza della vibrazione risonante della pala può essere ridotta aumentando lo smorzamento strutturale con l'attrito. Nell'industria aerospaziale vengono comunemente utilizzati dispositivi come gli under-platform dampers e gli shrouds [2][3][4]. All'insorgere di usura critica delle superfici di contatto, ne consegue una perdita di interferenza e dunque un degrado della capacità del dispositivo nel dissipare l'energia vibrazionale della pala. Si ha pertanto una maggiore probabilità che si riscontri un guasto irreversibile della pala di turbina. Un consueto approccio di mitigazione dell'usura è quello di applicare uno strato protettivo alle superfici di contatto. Negli ultimi anni si è sviluppato il rivestimento laser, il quale utilizza un raggio laser per fondere diversi elementi di lega su un substrato metallico, per formare un rivestimento con una diluizione minima, priva di pori e crepe e perfettamente unita al substrato [27][30]. A questo punto, si può affermare che il comportamento di fretting delle superleghe è una proprietà fondamentale per l'applicazione dei dispositivi di smorzamento vibrazionale delle turbine, pertanto è necessario conoscere la legge di degrado delle superfici di contatto in funzione dei cicli di carico, e stabilirne la vita a fatica.

3. Il problema del fretting

L'usura per fretting è oggetto di studio dal 1927 [6] e con il termine “fretting” si indica l'insieme dei fenomeni che si manifestano nei materiali quando tra due elementi di una struttura, in contatto sotto l'azione di una forza, si instaura un moto relativo alternato di ampiezza estremamente ridotta, compresa fra 1 e 100 μm ¹, quindi minore alla larghezza del contatto. Per ampiezze di scorrimento maggiori, non si parla più di fretting, ma di scorrimento relativo. Le manifestazioni di fretting sono tradizionalmente considerate in settori diversi, legati più alla natura di un problema specifico o all'obiettivo di un particolare studio che differenze significative nel processo che si verifica nelle zone di contatto [7]. Così si parla di “fretting wear” quando l'aspetto principale del fenomeno consiste nella rimozione di materiale dalle superfici di contatto a seguito dell'azione di sfregamento, mentre si parla di “fretting fatigue” quando l'azione affaticante è unita al danneggiamento delle zone superficiali a contatto con una marcata riduzione della vita.

Lo studio sperimentale sistematico del fretting wear si presenta molto complesso, anche in relazione alla presenza contemporanea di molti fattori di tipo fisico, meccanico, chimico e metallurgico che risultano influenti sul comportamento complessivo [8]. Tra i principali possono essere ricordati i materiali, la finitura delle superfici, la pressione di contatto, l'entità dello scivolamento, il sistema complessivo delle sollecitazioni, l'aggressività del materiale, la temperatura. Inoltre, le strumentazioni tipiche di laboratorio per effettuare le misure sono molteplici, e spesso vi sono difficoltà oggettive nel confrontare i risultati ottenuti da esperimenti diversi. Diventa quindi importante riconoscere il tipo di usura principale e il suo tipico meccanismo di usura in relazione ai parametri del sistema.

¹ In letteratura alcuni testi parlano di fretting fino a 300 μm

Per quanto riguarda la tipologia di contatto sfera/piano, esistono quattro modalità in cui si può verificare il fretting a seconda degli assi lungo i quali o attorno i quali sono applicati carichi e scorrimenti Figura 3-1: tangenziale, radiale, torsionale e rotazionale [9].

- ❖ **Fretting tangenziale** → prevede un moto relativo lineare con scorrimento parallelo all'area di contatto. Da bibliografia si intuisce che questa modalità di fretting è la più sperimentata, e generalmente gli altri fenomeni di fretting vengono studiati come estensione di questa modalità.
- ❖ **Fretting radiale** → l'area di contatto hertziana è circolare e il suo raggio cresce o diminuisce proporzionalmente nel tempo con il variare del carico normale o del ciclo termico. Le superfici rimangono in contatto e non si verifica alcun effetto di impatto.
- ❖ **Fretting rotazionale** → lo scorrimento relativo avviene mediante rotazione del corpo sferico attorno ad un asse parallelo al corpo piano.
- ❖ **Fretting torsionale** → a differenza del fretting rotazionale, si impone uno scorrimento angolare con strisciamento causato dalla rotazione dei corpi attorno all'asse perpendicolare al piano.

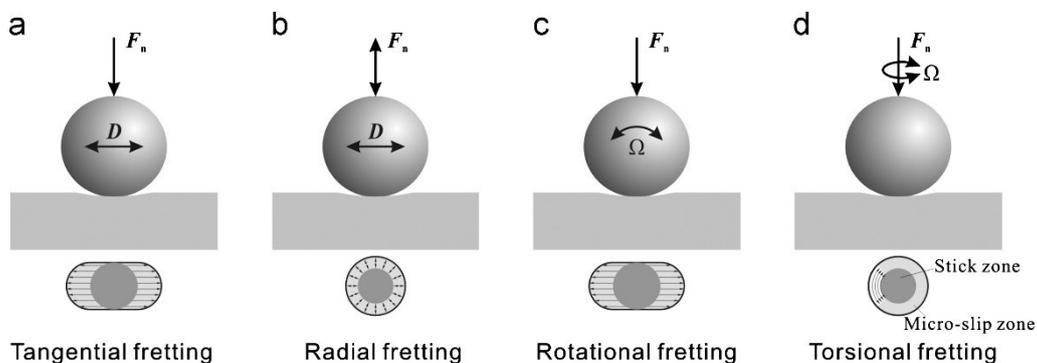


Figura 3-1: Quattro modalità di movimento a fretting del contatto sfera/piano

Bisogna inoltre considerare che il *fretting* fa nucleare cricche a tensioni inferiori rispetto a quanto ci si aspetterebbe dalla fatica classica del componente a causa delle concentrazioni di tensioni provocate dal contatto che portano alla nascita di cricche precocemente. La nucleazione delle cricche avviene in genere nella zona di scorrimento e la loro propagazione avviene verso l'interno del materiale in direzione 45° . Quando la cricca raggiunge circa il centro del contatto o una profondità pari a metà della larghezza

di esso, la propagazione procede in direzione verticale [10]. Nei dispositivi di smorzamento delle pale di turbina, la forza d'attrito, che è una forza non conservativa, sorge nel contatto e in parte dissipa l'energia di vibrazione. Nella prova sperimentale [11] è stato sviluppato un banco per studiare approfonditamente il comportamento dinamico dello smorzatore. I risultati mostrano come la risposta del dumper comporti frequenze vibrazionali della pala, pertanto è di fondamentale importanza conoscere i processi e la dinamica dovuta al fretting.

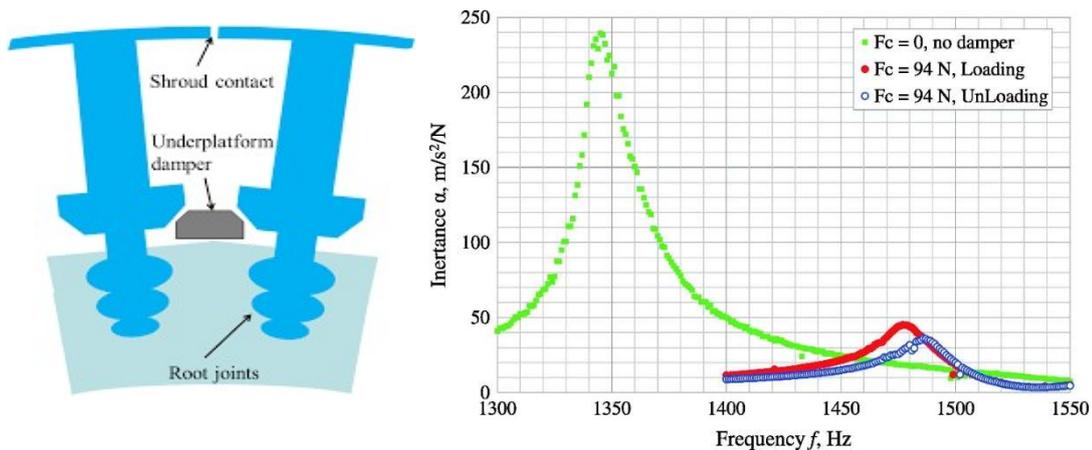


Figura 3-2: dispositivi di smorzamento delle pale di turbina e risposta in frequenza delle pale con e senza dampers sotto carico

3.1 Fretting wear e meccanismi di usura

L'usura da fretting è il meccanismo di danneggiamento predominante nei casi in cui la forza normale è relativamente alta ed è piccola l'ampiezza di scorrimento, tuttavia, come accennato in precedenza non esiste alcuna regola generale per definire i valori limite di forza normale e scorrimento relativo. L'effetto di usura si presenta morfologicamente con vaiolature o solchi sulla superficie del componente, o a volte solamente come perdita di lucentezza del materiale metallico. Come conseguenza dei piccoli spostamenti relativi, durante il processo di fretting i detriti prodotti sono spesso trattenuti all'interno della zona di contatto e accelerano il processo di usura [13]. Il fenomeno del fretting può essere accelerato ulteriormente dalla corrosione, dalla temperatura e da altri effetti. Di conseguenza coesistono diversi altri meccanismi di danno come l'usura abrasiva, l'usura dovuta all'ossidazione e l'usura da fatica.

3.1.1 Classificazione dei processi di usura

L'usura viene definita come il fenomeno di perdita progressiva di materiale da una delle due superfici o da entrambe le superfici a contatto e in interazione tra loro. È dunque il risultato della perdita di materiale mediante separazione fisica dovuta alla microfrattura, alla dissoluzione chimica o alla fusione nell'interfaccia di contatto. In Figura 3-3 vengono riassunti i meccanismi che descrivono l'usura e le loro interrelazioni. L'usura viene talvolta esaminata dal punto di vista dei tipi di interazione di contatto tra superfici solide. Inoltre, le particelle solide distaccate possono diventare delle sostanze uniche, che si congiungono alle superfici interagenti.

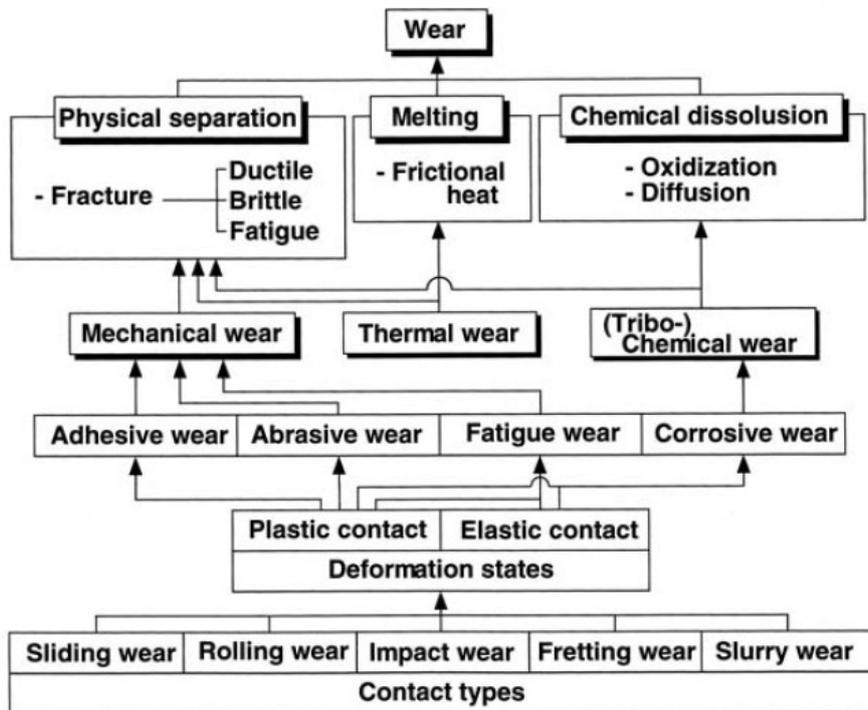


Figura 3-3: Descrizione dei meccanismi di usura

I principali meccanismi di usura sono Figura 3-4:

- Usura adesiva (*Adhesive wear*)
- Usura abrasiva (*Abrasive wear*)
- Usura per fatica (*Fatigue wear*)
- Usura corrosiva (*Corrosive wear*)

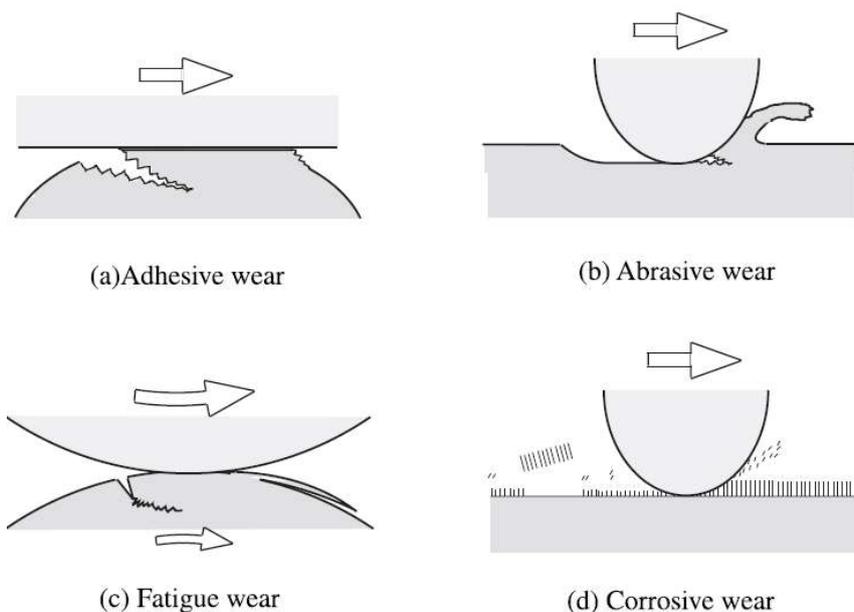


Figura 3-4: Schematizzazione delle modalità di usura

L'**usura adesiva** consiste nella rottura per taglio delle asperità microscopiche di due superfici metalliche in moto relativo con strisciamento, e tipicamente lo scorrimento è preceduto da coefficienti d'attrito elevati. Può essere ridotta per mezzo di un lubrificante che impedisca alle superfici di saldarsi, oppure con l'accoppiamento di metalli che abbiano una bassa solubilità allo stato solido, per diminuire la resistenza delle giunzioni adesive, e la maggiore durezza possibile, per resistere alle deformazioni plastiche locali².

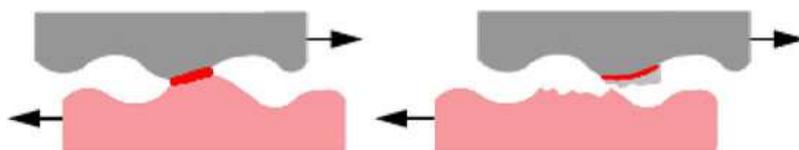


Figura 3-5: Processo di trasferimento per adesione

Un caso particolare di lubrificazione si ha con la ghisa grigia: le lamelle di grafite, sfaldandosi, agisce da lubrificante. Anche la presenza di ossido può ridurre l'usura. I metalli sono particolarmente inclini verso l'usura adesiva e se le superfici che scorrono non sono separate da uno strato di materiale lubrificante, l'adesione e la conseguente usura sono quasi inevitabili. L'adesione tra due materiali viene ridotta dall'aumento della

² Questo processo viene applicato per esempio nelle bronzine

rugosità superficiale e dalla durezza delle superfici in contatto inoltre la presenza di contaminanti come ossigeno, acqua e olio sulla superficie del corpo possono ridurre notevolmente l'adesione. Se l'interfaccia di contatto plastico tra due superfici ha una sufficiente forza adesiva per resistere allo scorrimento relativo, viene introdotta una grande deformazione plastica causata dalla dislocazione nella regione di contatto sotto compressione e taglio. Come conseguenza di tale deformazione, nella regione di contatto si ha l'insorgere di una cricca la quale viene propagata con una modalità combinata di frattura di trazione e taglio. Quando la fessura raggiunge l'interfaccia di contatto, una piccola porzione di materiale rimane in adesione e viene strappata dall'altra superficie di contatto.

L'**usura abrasiva** l'usura risultante dal meccanismo di taglio e deformazione che si origina nell'accoppiamento tra due superfici striscianti di durezza diversa in cui il materiale più duro incide quello più plastico per taglio. L'usura avviene per scalfittura, strappamento, macinazione o erosione.

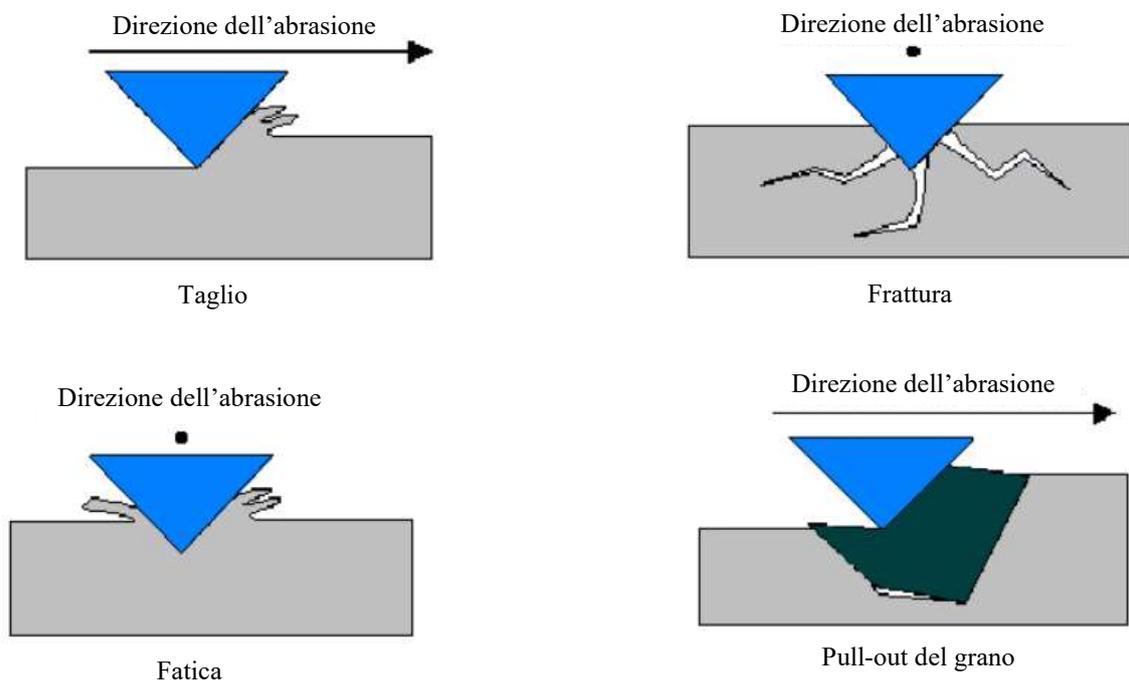


Figura 3-6: Meccanismi dell'usura abrasiva

Ci sono diversi meccanismi di azione che possono anche accadere contemporaneamente; infatti il materiale viene rimosso per microtagli, microfratture, pull-out di singoli grani o fatica dovuta alle ripetute deformazioni microtagli (*microcutting*) e sulla superficie si osservano scanalature abrasive in genere di forma piramidale o sferica. In Figura 3-6, il

primo meccanismo rappresentato è il taglio. È il classico modello che si usa quando le particelle o le asperità "tagliano" la superficie meno dura del pezzo. Il materiale tagliato viene rimosso come detrito dell'usura e sulla superficie si osservano molti intagli in genere di forma piramidale o sferica. Al di sotto della superficie abrasa si ha una notevole deformazione plastica, che porta ad incrudimento del materiale e quindi ad una riduzione dell'usura. Se il materiale abraso è fragile, ad esempio un ceramico, si ha la frattura della superficie. In questo caso i detriti sono il risultato dell'avanzamento delle cricche fino alla rottura. Quando un materiale duttile è soggetto ad abrasione da parte di particelle non spigolose i fenomeni di taglio sono sfavoriti e la superficie abrasa è soggetta a deformazioni ripetute. In questo caso i detriti sono il risultato di fenomeni di fatica dei metalli. L'usura dovuta alle ripetute deformazioni può essere considerata una forma relativamente debole di usura abrasiva poiché è necessaria la successiva azione di numerose particelle per produrre detriti. L'ultimo meccanismo, pull-out, rappresenta il distacco o l'espulsione dei grani. Questo meccanismo è molto diffuso nei ceramici dove la superficie del grano è debolmente legata e il fenomeno risulta molto rapido. In questo caso l'intero grano diventa detrito dell'abrasione.

L'usura per fatica è un processo che si innesca in sistemi meccanici caratterizzati da un numero di cicli di contatto molto elevato, quindi è una modalità di usura tipica dei corpi evolventi con contatti elastici. L'usura è prodotta da sollecitazioni periodiche di contatto hertziano tra superfici che si scambiano forze. Ciò può alla lunga provocare l'insorgenza di cricche sia sulla superficie, sia al di sotto. Tali cricche possono essere peggiorate a idrogeno o acqua nel lubrificante o dal lubrificante stesso, quando la sua viscosità gli permette di penetrare nelle cricche (per esempio l'olio minerale a bassa viscosità). Sebbene la pressione di contatto non sia sufficientemente alta da innescare una cricca, localmente si possono generare delle pressioni maggiori a causa dei microdifetti (dislocazioni reticolati), quindi internamente il materiale potrebbe rafforzarsi per incrudimento in seguito ad una deformazione plastica.

L'**usura corrosiva** si verifica quando il processo di sfregamento avviene in presenza di mezzi corrosivi, e nel caso specifico in cui la perdita di materiale sia imputabile a fenomeni chimici si definisce usura chimica (*Tribo-Chemical wear*), mentre se il mezzo corrosivo è l'ossigeno si parla di usura ossidativa. La reazione tribochimica all'interfaccia di contatto viene accelerata dalla deformazione e dall'aumento di temperatura generato per attrito. Le reazioni chimiche comportano una variazione delle caratteristiche superficiali, in cui si possono formare delle particelle con caratteristiche diverse rispetto a quelle del materiale, le quali modificano il processo di usura.

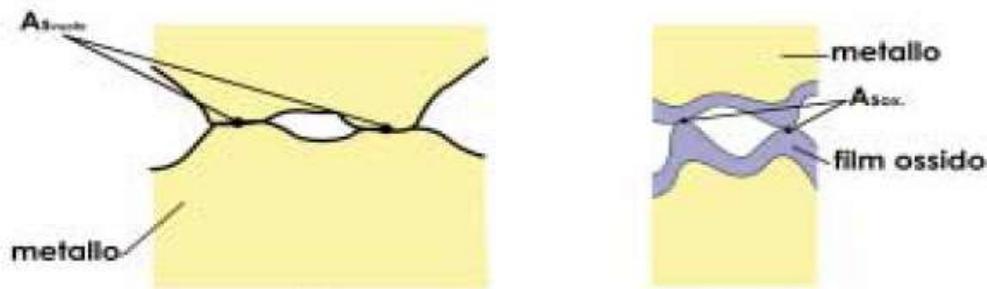


Figura 3-7: Rappresentazione schematica del confronto in termini di aree effettive di contatto tra due superfici metalliche in vuoto ed in ambiente ossidante

La Figura 3-8 mostra schematicamente le caratteristiche di resistenza ai principali tipi di usura delle leghe metalliche in polvere[14]. Il confronto è stato effettuato riportando sui cinque settori di suddivisione del cerchio, di raggio unitario³, il valore relativo di resistenza.

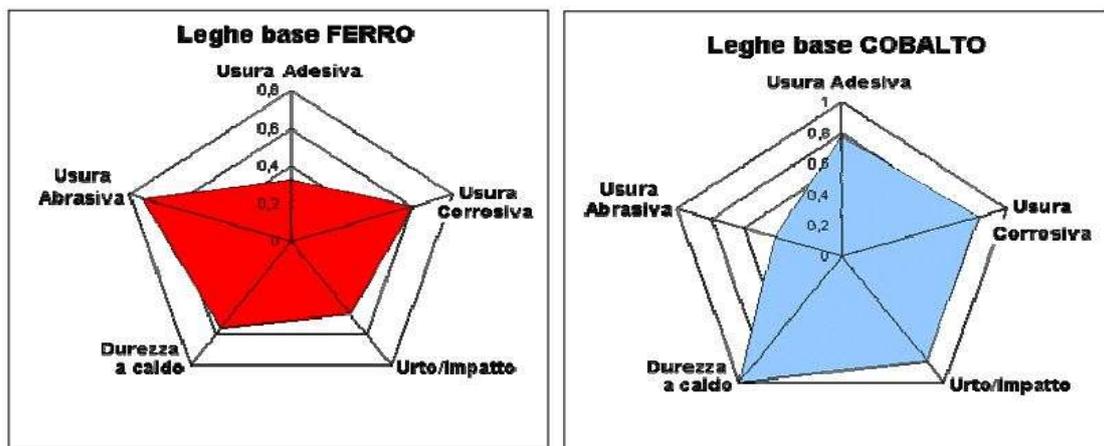


Figura 3-8: Schema delle principali caratteristiche antiusura delle leghe

³ Corrispondente al valore massimo di resistenza all'usura prescelta

3.2 Tecniche per misurare l'usura

L'identificazione dei meccanismi di usura e dei danni superficiali è un'attività importante di qualsiasi procedura di tribotest e dovrebbe accompagnare la misurazione dei valori di usura e di attrito [19]. Pertanto, lo studio di superfici usurate, ad esempio con tecniche di microscopia o topografia di superficie, diventa parte integrante della procedura di valutazione. Analizzare la morfologia delle superfici usurate e le proprietà di contatto permettono di definire il coefficiente di attrito e la rigidità tangenziale del contatto. Le tecniche comunemente utilizzate per misurare l'usura sono la riduzione di peso, la riduzione di volume, e la profondità/larghezza del solco usurato [22].

La tecnica di misura della **riduzione di peso** è adatta per casi tribologici in cui si ha una grande quantità di usura. Tuttavia, questa tecnica ha due grosse limitazioni. La prima è che l'usura è descrivibile come una variazione di volume⁴, pertanto ci sono delle incompatibilità se il materiale subisce delle variazioni di densità, inoltre non viene considerato il materiale spostato, ma solo il guadagno o la riduzione di peso. Inoltre, la tecnica non è utilizzabile quando i test vengono eseguiti a carichi di sollecitazione ridotti, cicli a breve periodo, o nel caso si applichi uno strato protettivo antiusura, il quale riduce sensibilmente l'usura effettiva del materiale.

A differenza della tecnica di misura basata sulla perdita di peso, la valutazione della **variazione di volume** è indicata quando la perdita di massa è molto piccola e non può essere facilmente misurata. La tecnica si basa sulla valutazione del volume usurato mediante un confronto topografico di un intaglio sulla superficie di contatto prima e dopo il processo di usura. Le topografie possono essere ottenute con diverse tecnologie come contatto, microscopia confocale, interferometria ottica, variazione di messa a fuoco, microscopia a forza atomica. Ognuna delle modalità di usura Figura 3-8, comportano delle deformazioni del materiale, il quale si usura con rilascio di particelle e si deforma formando delle creste in prossimità dei lati della scanalatura come mostrato in Figura 3-9, in cui si indica:

⁴ Particelle rimosse o spostate

ΔV_g sezione trasversale della scanalatura calcolata tra la superficie iniziale e la cresta di valle

ΔV_r sezione trasversale delle creste laterali

$\Delta V_g - \Delta V_r$ volume reale usurato

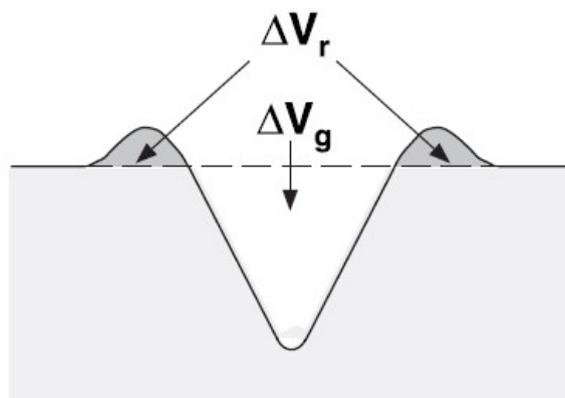


Figura 3-9: Sezione trasversale di una scanalatura formata per intaglio

Si definisce il grado di usura attraverso la relazione:

$$\beta = \frac{\Delta V_g - \Delta V_r}{\Delta V_g} \quad (3-1)$$

$\beta = 1$	$\beta = 0$
Condizione di rimozione del materiale ideale, ovvero senza la formazione di creste	Condizione ideale in cui non si ha rimozione di materiale

Lo **stylus instrument**⁵ oppure un **microscopio ottico**⁶ e le tecniche di micro-durezza **Vickers** o **Knoop**, sono tecniche di misura facili da eseguire e permettono di misurare la profondità dell'usura con una risoluzione della frazione dei nanometri.

⁵ Misura di contatto

⁶ Misura non di contatto

Tabella 3-1: Risoluzione di alcuni strumenti di misura per la valutazione dell'usura

Measurement technique	Resolution
Weight loss	10 – 100 μg
Radioactive decay	$\sim 1 pg$
Stylus and optical profilers	0.5 – 10 nm
Microhardness indentation	25 – 50 nm
Nanoscratch technique	1 – 10 nm
Scanning electron microscope	0.1 nm
Scanning tunneling microscope/atomic force microscope	0.05 – 0.1 nm

Le tecniche a **nanoscafitura**, basano il proprio principio di analisi sul concetto che misurando la larghezza delle rientranze prima e dopo il test d'usura, è possibile misurare la profondità del solco usurato. Si effettua dunque una microscopica scafitura con una punta conica applicando una leggera pressione, ed infine si confronta la profondità dell'intaglio prima e dopo il test utilizzando un microscopio di forza AFM sulla superficie danneggiata. Studiare la superficie usurata in sezione trasversale, fornisce informazioni sulla profondità del danno, e permette di analizzare i cambiamenti cristallografici causati dalla temperatura o per usura chimica.

L'analisi delle superficie dei contorni di intaglio potrebbe fornire ulteriori indizi sul processo di usura, come strati di materiale trasferito o particelle dure incorporate. Inoltre, si possono esaminare i detriti da usura, in quanto le dimensioni, forma e contenuto chimico possono fornire idee sui meccanismi di usura e sulle temperature superficiali.

3.2.1 Tecnica di misura variazione del volume

Per eseguire correttamente le prove di usura, specialmente quando i campioni di contatto vengono misurati più di una volta, è importante avere gli stessi riferimenti per tutte le misurazioni. Nel banco prova [17], il serraggio dei provini avveniva attraverso dei low wedge i quali garantivano un univoco posizionamento dei provini permettendo di

interrompere il processo di usura, disassemblare i provini, eseguire misure di topografia, riassemblare e riavviare il processo di usura.

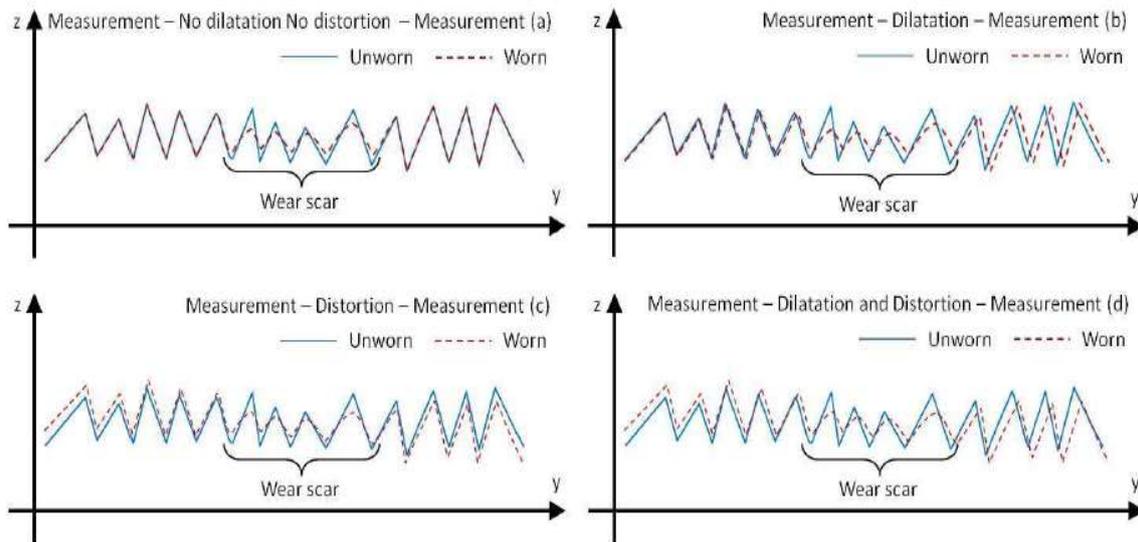


Figura 3-10: a) condizioni ideali con variazioni topografiche solo nell'area d'usura; effetti indesiderati dovuti alla: b) dilatazione, c) distorsione, d) effetto combinato di dilatazione e distorsione

Tuttavia, il confronto può non essere la scelta migliore, in quanto le misurazioni topografiche⁷ mostrano spesso variazioni non solo nell'intaglio ma anche nell'area non usurata. Inoltre, se la variazione della topografia dovuta al processo di usura è solo una piccola variazione della rugosità della superficie, la tecnica di misura può essere influenzata da errori molto più elevati, infatti le misurazioni della superficie prima e dopo il test d'usura, possono essere influenzate dalla dilatazione e/o dalla distorsione di tutte le superfici e questo altera la topografia anche nell'area non usurata. La deformazione può essere originata da dilatazioni termiche dovute alle diverse temperature tra aree usurate e non usurate durante le misurazioni topografiche, mentre la distorsione può essere generata da un diverso raffreddamento.

L'errore dovuto a due diverse posizioni dei campioni durante le misurazioni della superficie potrebbe essere dello stesso ordine di grandezza del volume misurato. Questo

⁷ Eseguite prima e dopo il processo di usura

errore diminuisce quando il volume d'usura aumenta. Pertanto, se l'intaglio d'usura è molto più alto delle asperità superficiali, si commette un errore trascurabile nel considerare anche la regione al di fuori dell'intaglio.

Una soluzione al problema è quella di interpolare la superficie non usurata Figura 3-11 e quindi chiudere virtualmente i solchi, in modo da escludere dalla topografia i contributi non rappresentativi. Anche se questa procedura risolve i problemi originati da due misure topografiche, la rugosità della superficie non viene presa in considerazione.

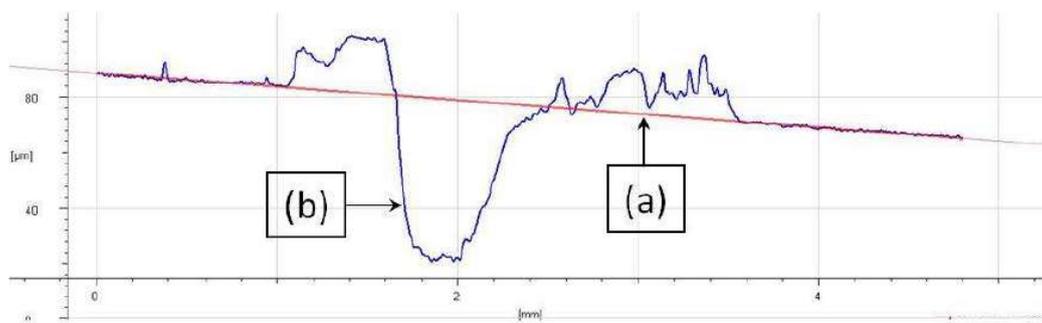


Figura 3-11: Chiusura dei solchi per interpolazione dei punti non usurati (a) superficie di chiusura; (b) intaglio

Per chiudere il solco di usura e definire il volume di usura, è possibile fare riferimento al seguente approccio:



Una volta definito il piano di riferimento, è possibile identificare i volumi caratteristici dell'intaglio di usura riprendendo i concetti visti in Figura 3-9. Si ha quindi che il volume dei picchi $V_{p,w}$ è dato dalla somma di tutti i volumi situati al di sopra del piano di riferimento ed in modo analogo, il volume della cavità $V_{h,w}$ è da tutti i contributi di volumi situati al di sotto del piano di riferimento [20]. Quello che si ottiene è rappresentato in Figura 3-12-b.

Se invece non è possibile effettuare una misura della superficie di contatto prima del processo di usura, i valori dei volumi delle creste vengono stimati prendendo come piano di riferimento altre zone delle potenziali superfici di contatto. Per non ottenere delle ambiguità sulle misure topografiche, è necessario rilevare i volumi di picco e di cavità relativi alla rugosità della superficie di contatto, prima e dopo il processo di usura, compresa la rugosità delle superfici dell'intaglio generatosi per usura. Questa verifica

iniziale è importante soprattutto nei test di usura moderata, in quanto il solco potrebbe essersi formato solo da una variazione del profilo geometrico delle asperità.

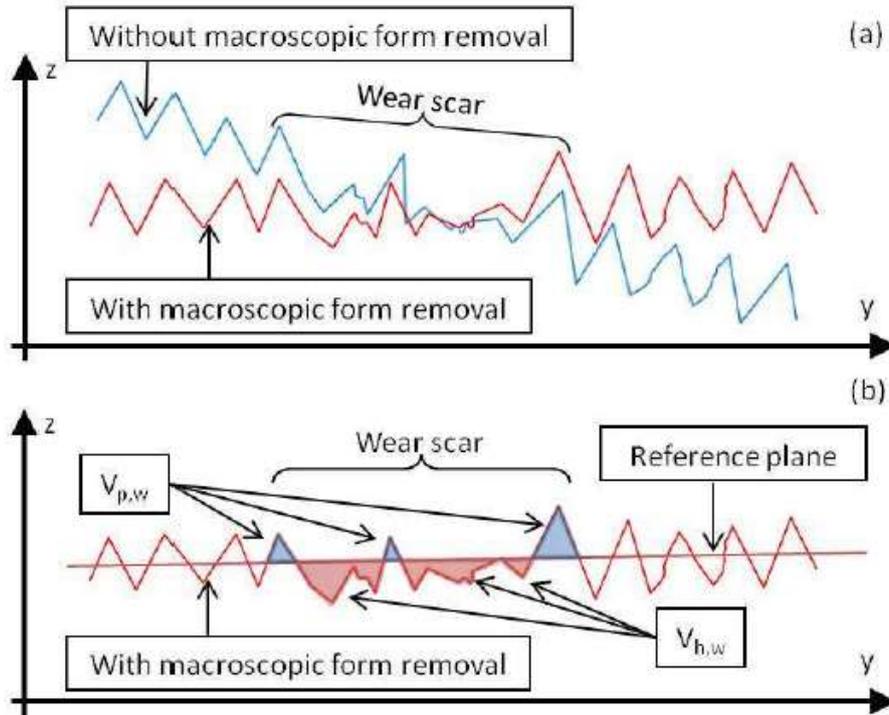


Figura 3-12: a) rimozione della forma macroscopica; b) volume dei picchi e dei solchi generati dall'intaglio

I volumi iniziali del picco ($V_{p,i}$) e della cavità ($V_{h,i}$) nella posizione reale in cui si verificherà l'usura possono essere stimati mediante la seguente normalizzazione:

$$V_{p,i} = \frac{V_{p,a}}{S_{p,a} + S_{h,a}} S_{p,w} \quad (3-2)$$

$$V_{h,i} = \frac{V_{h,a}}{S_{p,a} + S_{h,a}} S_{h,w} \quad (3-3)$$

In cui:

- $V_{p,a}$ e $V_{h,a}$ sono il valore medio dei volumi iniziali del picco e della cavità misurati nelle zone appropriate o nella posizione approssimativa in cui si verificherà il solco da usura;
- $S_{p,a}$ e $S_{h,a}$ sono le superfici del picco e della cavità rispetto ai volumi $V_{p,a}$ e $V_{h,a}$;
- $S_{p,w}$ e $S_{h,w}$ sono le superfici del picco e della cavità rispetto ai volumi $V_{p,w}$ e $V_{h,w}$ rilevati dopo il processo di usura;

Il volume deteriorato sulla superficie di un singolo campione durante il processo di usura è:

$$V_w = (V_{p,i} - V_{p,w}) + (V_{h,i} - V_{h,w}) \quad (3-4)$$

Infine, si può calcolare il volume complessivo usurato da entrambe le superfici di contatto (1 e 2)

$$V_{w,c} = V_{w,1} + V_{w,2} \quad (3-5)$$

In conclusione, il processo per misurare i volumi di usura può essere riassunto dai seguenti passaggi principali:

1. Misurazioni topografiche delle superfici di contatto;
2. Selezione dei punti per identificare il piano di riferimento;
3. Rimozione dei contributi topografici dell'area non soggetta ad usura;
4. Misurazioni del volume del picco e della cavità nell'area usurata;
5. Valutazione del volume del picco e della cavità nell'area usurata prima del processo di usura;
6. Calcolo del volume di usura per un campione;
7. Calcolo del volume di usura per la coppia di campioni.

3.3 Cinematica del fretting

Lo studio del fretting ha portato all'individuazione di tre possibili regimi di scorrimento [21] in funzione dell'ampiezza del moto relativo:

- **Partial slip regime (PSR)** → si manifesta quando lo scorrimento relativo è di ampiezza ridotta, con un'area di incollaggio centrale chiamata *stick zone*, all'interno di una zona anulare esterna dove vi è scorrimento⁸ Figura 3-13-a
- **Gross slip regime (GSR)** → le ampiezze di scorrimento sono sufficientemente ampie da permettere lo scorrimento relativo di tutti i punti di contatto Figura 3-13-b.
- **Mixed regime (MR)** → vi è alternanza dei due regimi precedenti, in quanto ad una iniziale fase GSR segue la fase PSR a causa di un forte incremento del coefficiente d'attrito per l'usura superficiale. Le ampiezze di scorrimento sono intermedie.

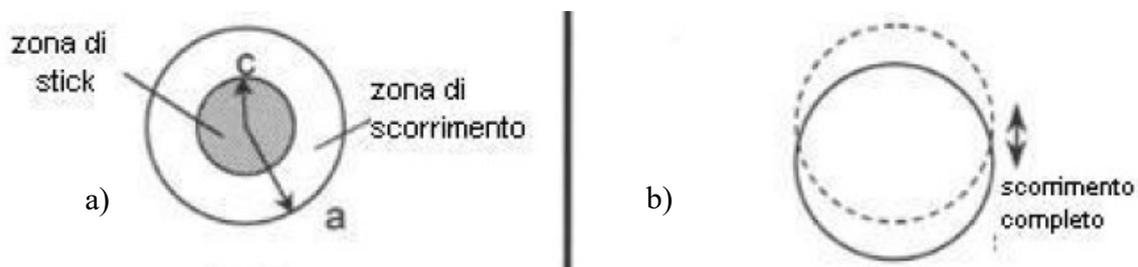


Figura 3-13: Scorrimento in: a) *partial slip mode*; b) *gross slip mode*

Fondamentale è la conoscenza delle condizioni di scorrimento poiché è evidente come la tipologia di danno da fretting e la sua evoluzione nel tempo siano correlati al regime stesso. A seconda dell'ampiezza di scorrimento corrisponde una meccanica di deterioramento differente [9] { 3 }. Nel regime di moto *partial slip*, nell'area di transizione da zona *stick* e zona di scorrimento, e al limite dell'impronta di contatto si ha nucleazione di cricche le quali hanno il tempo di propagare fino al cedimento per fatica. Nel regime *gross slip* il deterioramento superficiale ha una geometria ellittica con picco presente nel centro del contatto. La maggior velocità di usura comporta una maggior distacco particelle, ma allo

⁸ Scorrimento di entità ridotta

stesso tempo vengono asportate anche le cricche che tentano di nucleare. È più probabile che la nucleazione avvenga all'interno del materiale, sotto al substrato.

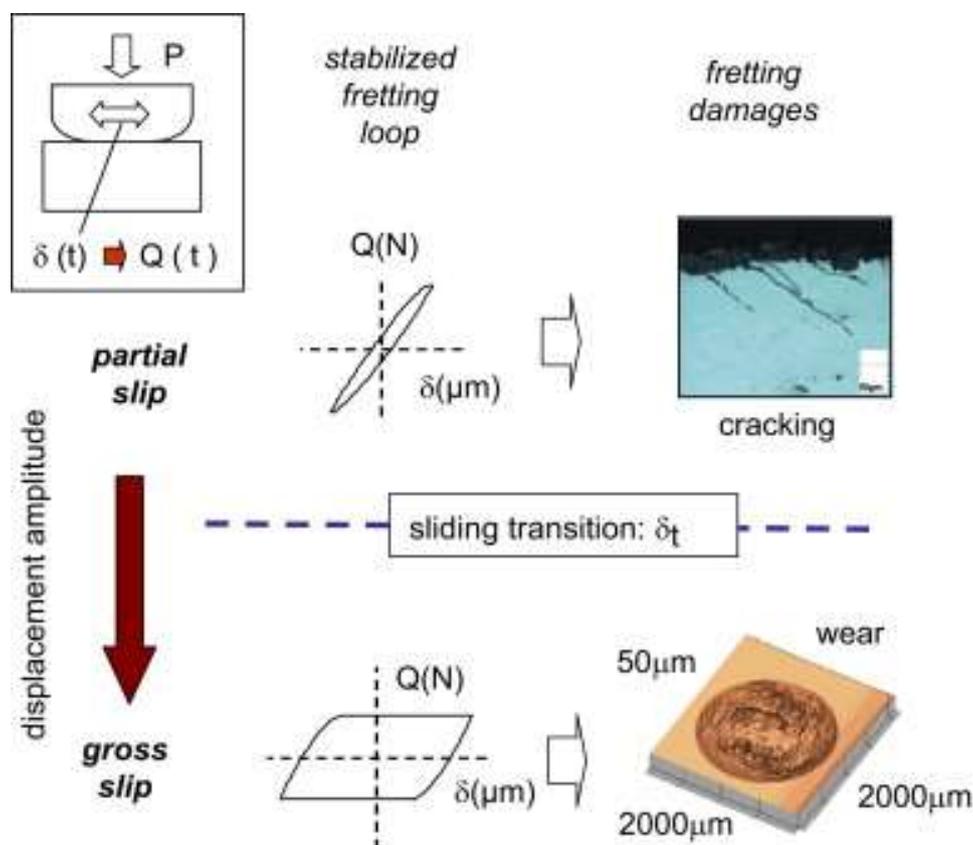


Figura 3-14: Effetto del fretting al variare dell'ampiezza di scorrimento

Fondamentale è la conoscenza delle condizioni di scorrimento poiché è evidente come la tipologia di danno da fretting e la sua evoluzione nel tempo siano correlati al regime stesso. A seconda dell'ampiezza di scorrimento corrisponde una meccanica di deterioramento differente [9] { 3 }.

Nella regime di moto *partial slip*, l'usura si manifesta esclusivamente dove si ha scorrimento, quindi nella zona anulare che circonda la stick zone. In questa zona infatti si ha la massima pressione di contatto Figura 3-15-a, e con il continuo sfregamento può avvenire la nucleazione di cricche, le quali hanno il tempo di propagare fino al cedimento del componente per fatica. Nella zona centrale si ha invece pressione hertziana minima, quindi non si rilevano fenomeni rilevanti se non effetti di deformazione per compressione. Rispetto al *partial slip*, è evidente la differenza della fase *gross slip*, nella quale il

deterioramento superficiale ha una geometria parabolica con picco presente nel centro del contatto. La maggior velocità di usura comporta una maggior distacco particelle, ma allo stesso tempo vengono asportate anche le cricche che tentano di nucleare. È più probabile che la nucleazione avvenga all'interno del materiale, sotto al substrato. In termini di pressione di contatto infatti, da Figura 3-15-b si evince come man mano che l'usura per sfregamento procede, la dimensione della regione di contatto aumenta e il picco della pressione di contatto viene drasticamente ridotto [12].

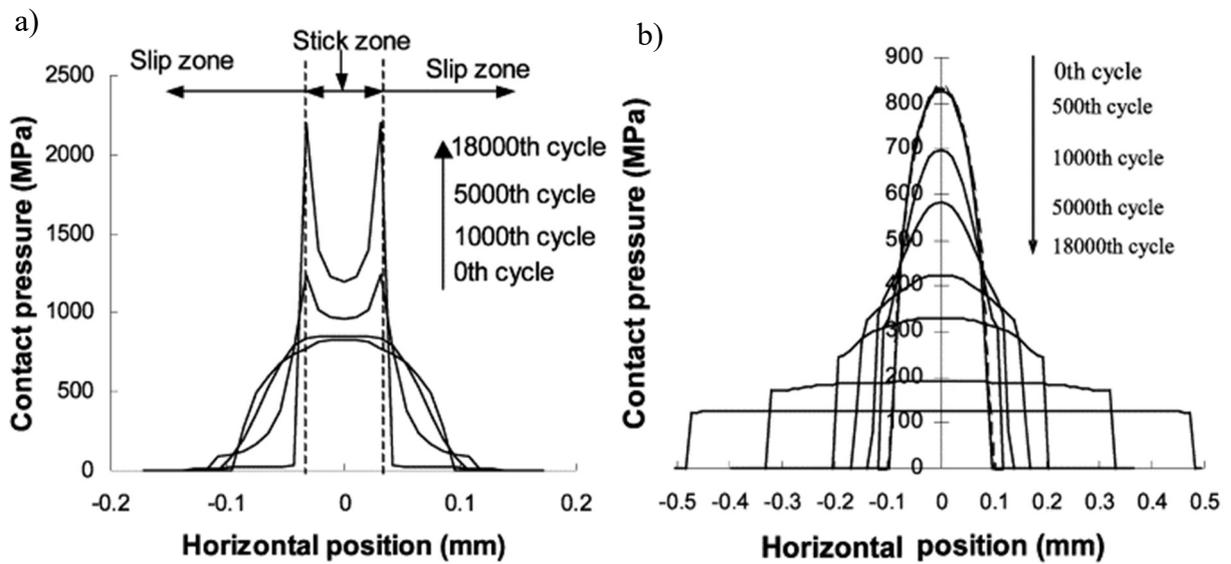


Figura 3-15: Distribuzione delle pressioni di contatto in: a) partial slip mode; b) gross slip mode in funzione del numero di cicli di usura

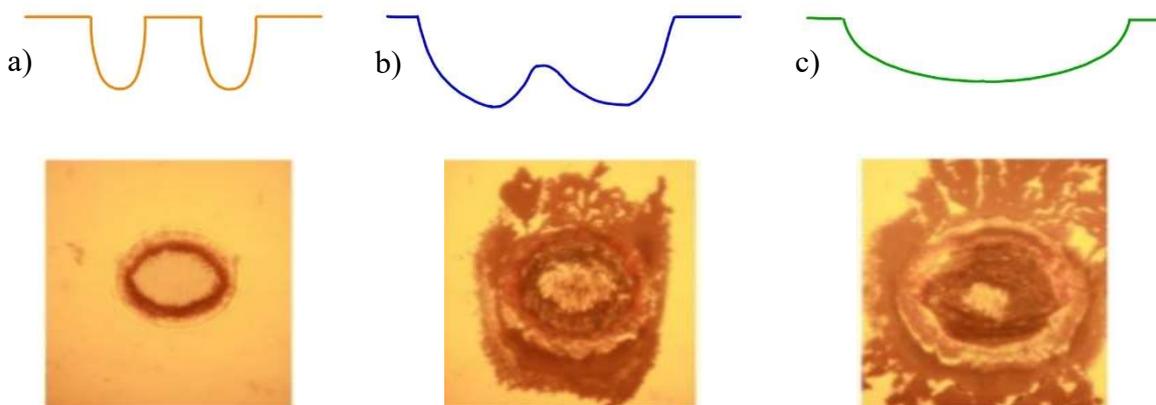


Figura 3-16: Tipologie di solchi a seconda della modalità di slittamento: a) Partial slip; b) Mixed; c) Gross slip

3.3.1 Effetto di isteresi

Sottoponendo un sistema di due provini con una superficie in contatto ad un moto di scorrimento relativo, quello che generalmente si ottiene diagrammando la forza d'attrito in funzione dello scorrimento, è un andamento a ciclo di isteresi, in quanto l'attrito segue un percorso diverso quando la velocità diminuisce rispetto a quando aumenta.

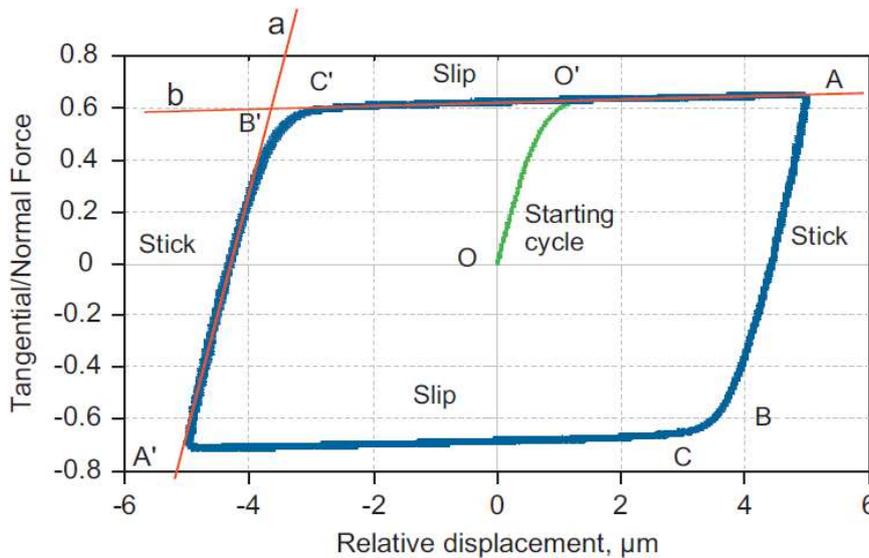


Figura 3-17: Esempio di un ciclo di isteresi

In Figura 3-17, viene mostrato l'anello di isteresi ottenuto in banco prova a temperatura ambiente e carico normale applicato di 56 N. Il ciclo iniziale, $O - O'$ può essere visto solo all'inizio del processo. Durante un ciclo l'evoluzione del contatto è caratterizzata da tre fasi tipiche:

- ❖ Fase di adesione o stick (tratto $A - B$) → Lo spostamento del punto di contatto si comporta come un singolo corpo non rigido in cui le asperità di contatto sono unite all'interfaccia.
- ❖ Fase microslip (tratto $B - C$) → Le asperità non risultano più unite all'interfaccia di contatto e si ha spostamento relativo. Potrebbero ancora esserci delle regioni di adesione
- ❖ Fase macroslip (tratto $C - A'$) → Tutti i punti di contatto hanno uno spostamento relativo, di conseguenza, non vi sono regione di adesione.

[17] I punti A e A' sono punti d'inversione, in cui si ha massimo spostamento relativo e si verifica il cambio di direzione. Di conseguenza, nel tratto $A' - B' - C' - A$ del ciclo di

isteresi, il movimento relativo tra le due interfacce di contatto ha la stessa direzione, ma verso opposto, e l'evoluzione delle fasi di contatto è analoga al tratto $A - B - C - A'$. Al punto A si verifica un'altra inversione del moto relativo e il circuito si chiude.

La pendenza della curva di isteresi nella fase *stick* rappresenta la rigidità tangenziale di contatto (K). Si può osservare che questa fase non è lineare, di conseguenza la rigidità di contatto è un parametro non lineare. Nel post-processing è possibile effettuare una linearizzazione (linea retta " a "), per associare un valore di rigidità di contatto univoco.

La piena condizione di scorrimento viene raggiunta quando la forza tangenziale è uguale alla forza massima trasmissibile per attrito, cioè $F_T = \mu \cdot F_N$, in cui μ è il coefficiente d'attrito mentre F_N è la forza normale. Nell'inversione di moto si ha $F_T = -\mu \cdot F_N$.

3.3.1.1 Misura del coefficiente d'attrito tramite ciclo di isteresi

[20]La regola di *Masing*, inizialmente proposta per modellare la curva sforzo-deformazione per plasticità ciclica stabilizzata, può essere utilizzata per descrivere la relazione forza-spostamento nel sistema di contatto con attrito, e la relazione di carico e scarico può essere ottenuta direttamente dalla curva $O - O'$.

Introducendo una funzione ausiliaria f la quale definisce il carico iniziale

$$f = \begin{cases} f_{vir}(\delta) & \delta > 0 \\ -f_{vir}(-\delta) & \delta < 0 \end{cases} \quad (3-6)$$

Pertanto, la forza tangenziale, nella fase di carico e scarico del circuito di isteresi, può essere calcolata con la regola del *Masing* come:

$$F_T = F_{T,MAX} + 2f \left(\frac{\delta - \delta_{MAX}}{2} \right) \quad (3-7)$$

Considerando che i circuiti di isteresi sono misurati con un carico normale costante, il coefficiente di attrito può anche essere calcolato dal ciclo di isteresi. Quando il comportamento del contatto è analogo alla descrizione di *Coulomb / Amonton*, cioè la forza tangenziale di contatto è costante durante la fase *macroslip*, come nel ciclo di

isteresi rappresentato in Figura 3-18, è sufficiente calcolare il rapporto tra questa forza e il carico normale utilizzato. Pertanto, si ha:

$$\mu = \frac{F_{T,slid}}{F_N} = \frac{8}{32} = 0.25 \quad (3-8)$$

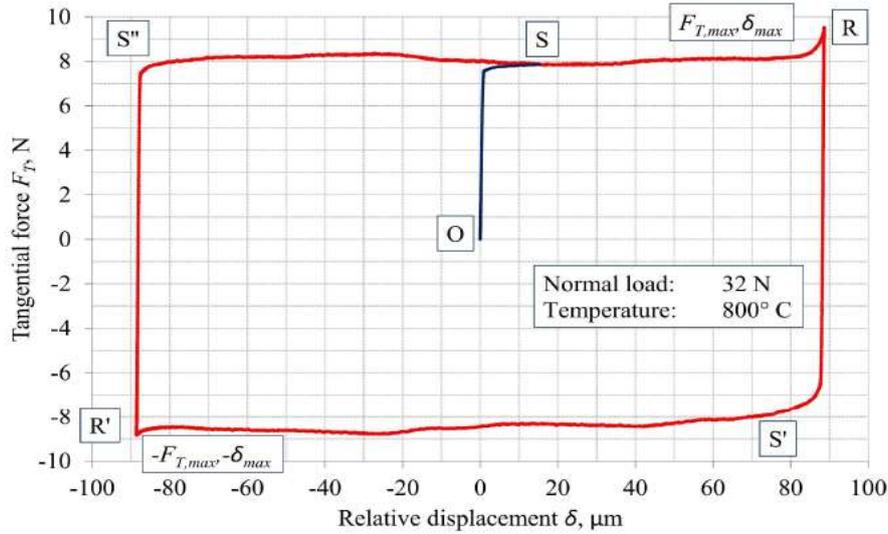


Figura 3-18: Ciclo di isteresi di provino con rivestimento a base di cobalto

Tuttavia, non tutto il comportamento della superficie di contatto è sempre caratterizzato da una forza di contatto tangenziale costante durante la fase di *macroslip* (linea retta "b" Figura 3-17), quindi in questo caso è possibile prendere come riferimento il valore medio della forza tangenziale e ricavare il coefficiente d'attrito come rapporto con la forza normale.

In Figura 3-19 e Figura 3-20 viene mostrata una serie di cicli di isteresi in funzione dell'ampiezza dello spostamento relativo alla frequenza di risonanza a 175 Hz. Lo spostamento relativo degli anelli varia da 1 a 140 mm e le loro forme cambiano da lineare a ellittico a parallelogramma. I loop con forme a parallelogramma mostrano un'irregolarità (non molto orizzontale) nelle fasi di *macroslip* dovuta a superfici di contatto non regolari, causate dalle diverse ampiezze di spostamento utilizzate durante queste misurazioni.

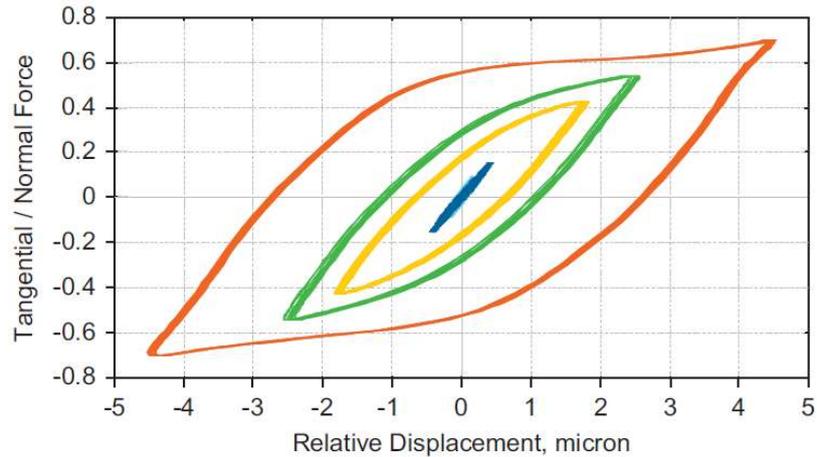


Figura 3-19: Set di cicli di isteresi in funzione dell'ampiezza di spostamento a 175 Hz nell'intervallo $[-5; 5]\mu\text{m}$

Si ha quindi la necessità di utilizzare un approccio più generale per rendere il calcolo del coefficiente d'attrito meno arbitrario e meno soggettivo dallo sperimentatore, cosicché anche un ciclo di isteresi non Coulombiano possa essere gestito in modo standardizzato. Inoltre, quando la misurazione del coefficiente d'attrito è associata a un test di usura di lunga durata e le registrazioni vengono salvate a brevi intervalli, l'enorme quantità di dati da inviare al processo richiede una procedura automatizzata e ripetibile.

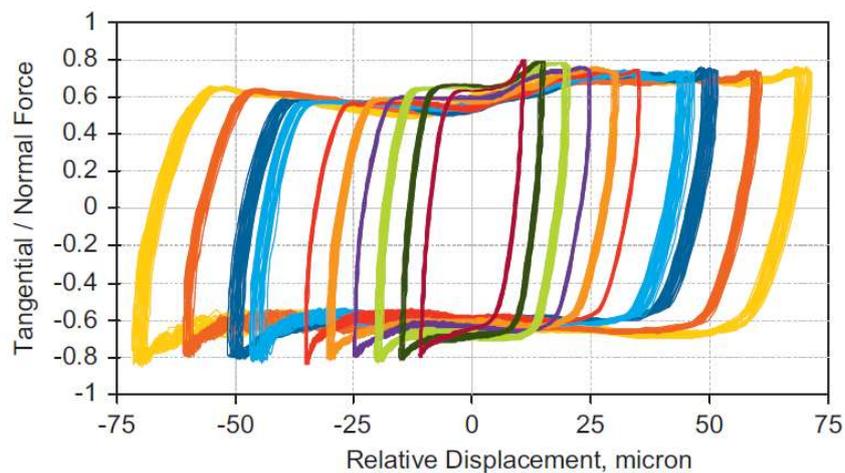


Figura 3-20: Set di cicli di isteresi in funzione dell'ampiezza di spostamento a 175 Hz nell'intervallo $[-75; 75]\mu\text{m}$

L'idea di base è quella di confrontare il ciclo di isteresi reale con quello ideale e determinare il coefficiente di attrito in modo da poter impostare un ciclo equivalente. La Figura 3-21 mostra i modelli ideali di Coulomb e Mindlin.

Nel primo caso, la transizione della forza tangenziale nel punto di inversione è istantanea, mentre, nel secondo caso, la forza tangenziale è una funzione dello spostamento relativo fino alla condizione di completo scorrimento, o "gross slip". La fase di transizione della forza tangenziale delinea la condizione di parziale slittamento "partial slip".

Nel modello di Coulomb l'area racchiusa dal ciclo è $\Delta A_{loop} = 2F_T \Delta \delta_{MAX} = 2\mu F_N \Delta \delta_{MAX}$. Il coefficiente d'attrito risulta essere

$$\mu = \frac{F_T}{F_N} = \frac{dA_{loop}}{2F_N d\delta_{MAX}} = \left(\frac{dA_{loop}}{d\delta_{MAX}} \right)_{stat} \frac{1}{2F_N} \quad (3-9)$$

L'equazione (3-9) è una buona approssimazione del coefficiente d'attrito, a condizione che il rapporto di area sia preso al di sopra di un'area minima, in modo da rendere stazionaria la variazione di energia, come mostrato nella Figura 3-22.

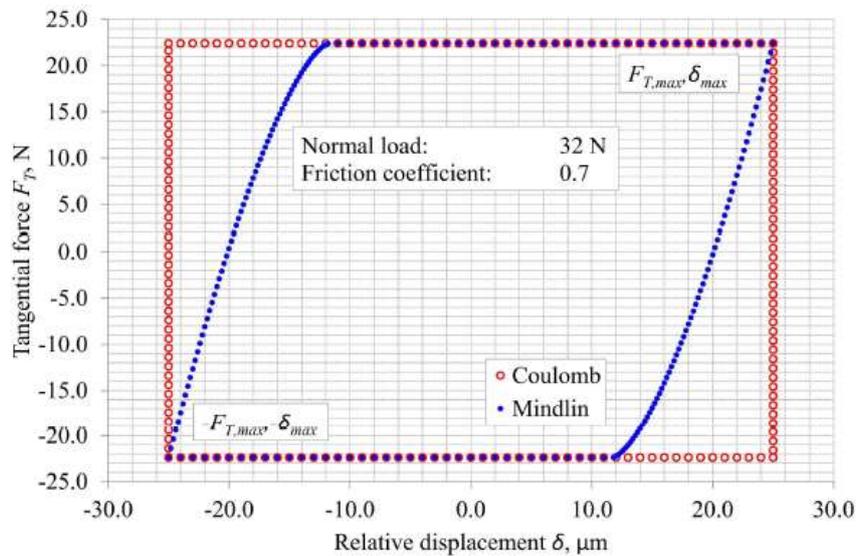


Figura 3-21: Confronto ciclo di isteresi di Coulomb e di Mindlin

L'area minima funziona come un filtro e taglia la porzione a slittamento parziale, in cui la forza tangenziale non è stata completamente sviluppata al suo valore massimo.

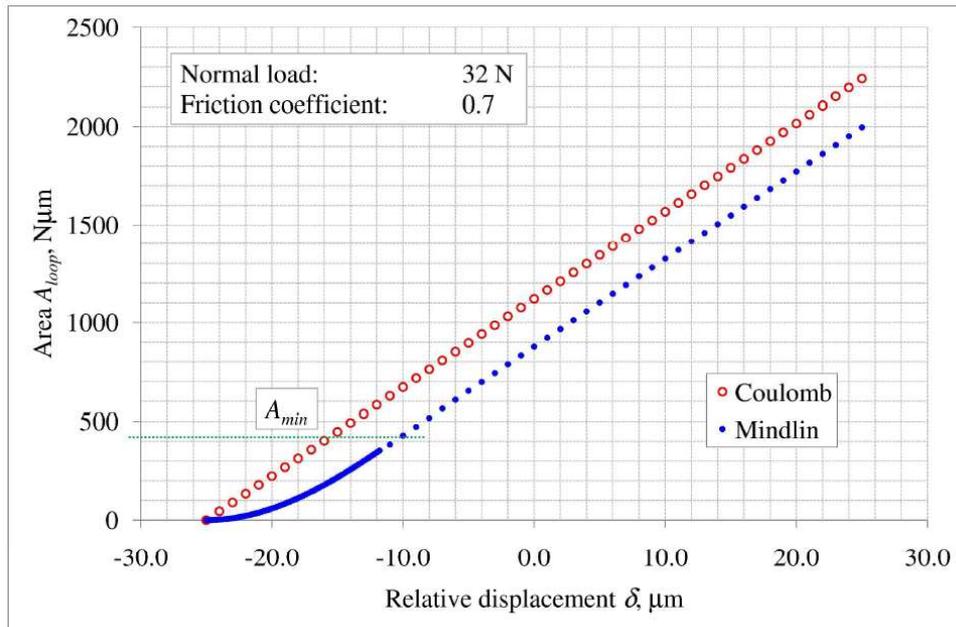


Figura 3-22: Variazione dell'area del ciclo di isteresi mediante la teoria di Coulomb e di Mindlin.

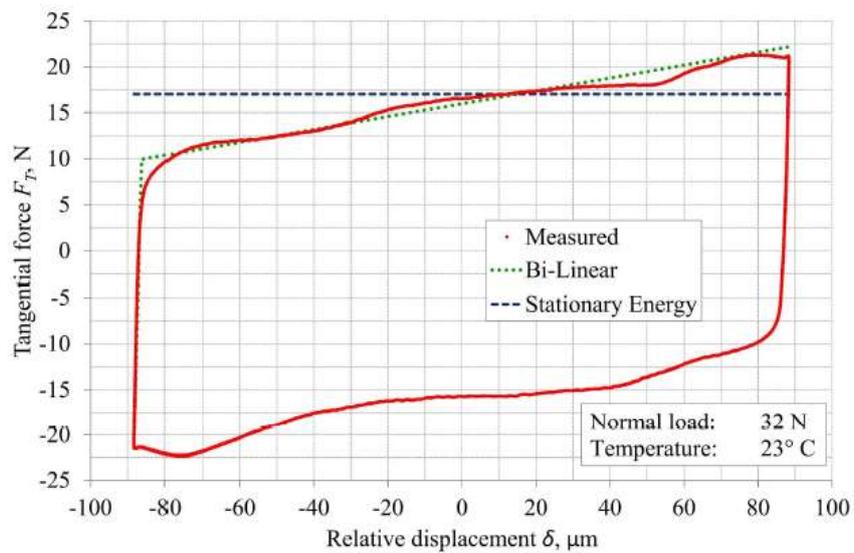


Figura 3-23: Coefficiente d'attrito calcolato con il metodo dell'energia stazionaria

Considerando che il significato fisico dell'area racchiusa dal ciclo di isteresi è l'energia dissipata, per analogia il coefficiente può esser calcolato utilizzando la formula (3-10), la quale si basa sulla perdita di energia:

$$\mu = \frac{E_L}{4F_N \delta_{MAX}} = \frac{\int F_u \cdot du}{4F_N \delta_{MAX}} \quad (3-10)$$

In cui l'energia persa E_L viene indicata tramite la relazione

$$E_L = \oint F_u \cdot du \quad (3-11)$$

Il metodo energetico fornisce un valore medio del coefficiente di attrito e si ha una buona precisione quando il comportamento del contatto è vicino al modello di Coulomb. Quando il contatto mostra un comportamento non Coulombiano, il coefficiente d'attrito medio potrebbe approssimare in modo eccessivo il comportamento reale. In questo caso la forma del ciclo può essere descritta meglio usando una curva bi-lineare, sovrapposta al ciclo misurato nella Figura 3-23.

4. Attrito

Per definizione, l'attrito è la forza che si oppone allo scivolamento di un corpo su una superficie, la cui origine fisica è fatta risalire alle forze di adesione o coesione tra materiali in interazione tra loro. La forza d'attrito che si manifesta tra superfici in quiete tra loro è detta di attrito statico, mentre tra superfici in moto relativo si parla invece di attrito dinamico { 1 } . È un fenomeno macroscopico sempre presente nel mondo reale, e presenta vantaggi o svantaggi a seconda del contesto di analisi.

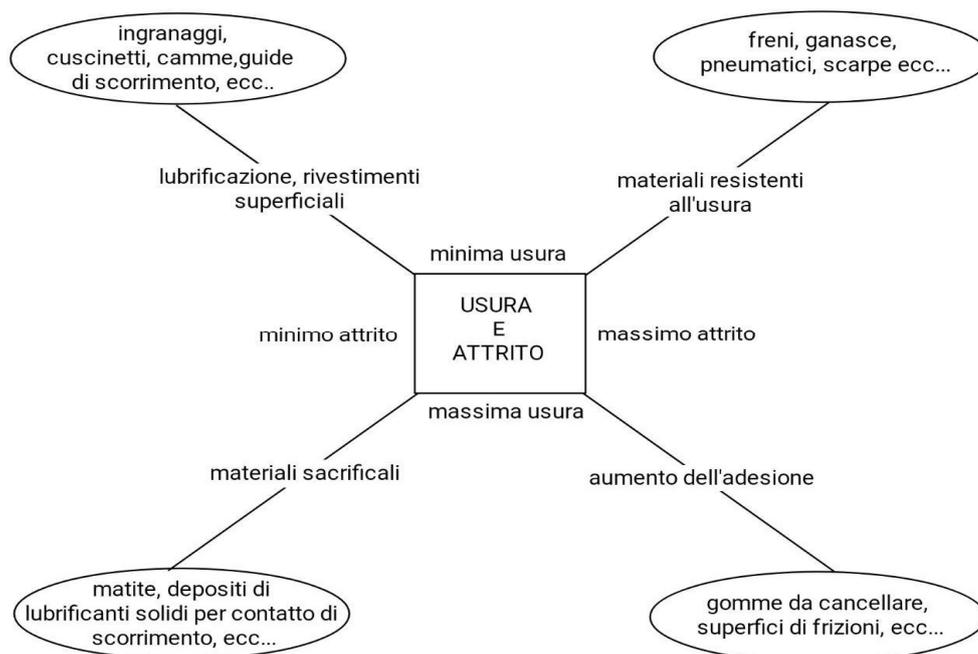


Figura 4-1: Schema illustrativo di usura ed attrito

Si deve tenere presente che il termine *coefficiente d'attrito* è un termine non appropriato in quanto l'attrito non è una caratteristica intrinseca del materiale, ma dipende dalle condizioni di contatto, di carico, dalla velocità di scorrimento e da altre variabili operative. Per esempio, considerando due corpi in contatto, a causa del moto relativo la regione di contatto può essere soggetta ad usura oppure a trasformazione chimica, quindi subire delle

variazioni nel tempo, ed in conseguenza anche il valore dell'attrito non rimane costante. In conclusione, è necessario definire non solo il coefficiente d'attrito, ma anche le specifiche condizioni di slittamento.

Leonardo da Vinci fu il precursore nello studio del coefficiente d'attrito, eseguendo all'inizio del 1500 degli esperimenti⁹ definendo che il coefficiente d'attrito è indipendente dall'area di contatto ed è proporzionale al carico { 4 }. Altri importanti studi furono condotti da Amontons¹⁰ e da Coulomb¹¹.

Amontons

- La forza d'attrito è direttamente proporzionale al carico e non dipende dall'area di contatto
- La resistenza causata dall'attrito è quasi la stessa per ferro, rame, piombo, legno, in qualunque combinazione, se le superfici sono lubrificate

Coulomb

- Leggi di Amontons
- Il coefficiente d'attrito dinamico è indipendente dalla velocità di scorrimento

⁹ Piano inclinato, blocco tirato da pesi tramite una corda e una carrucola...

¹⁰ Presentando nel 1699 una memoria all'Accademia Reale di Parigi

¹¹ 1780 con la memoria *Théorie des machines simples*

4.1 Primi concetti sulle cause dell'attrito

Molti tra i primi studiosi, tra cui *Amontons* e *Coulomb*, pensavano che l'attrito potesse derivare dal fatto che le asperità, sia quelle rigide, sia quelle in grado di deformarsi elasticamente, andavano a incastrarsi meccanicamente tra di loro, generando una forza opposta al moto [19]. Tuttavia, questa idea si è dimostrata errata, in primo luogo poiché questo meccanismo non permette alcuna dissipazione effettiva di energia, e pertanto nessun attrito. In secondo luogo, essa è errata in quanto contraddice le comuni osservazioni macroscopiche: per esempio, quando due superfici metalliche molto levigate sono portate a contatto, è di gran lunga più probabile che si saldino insieme piuttosto che si produca un attrito, per quanto basso.

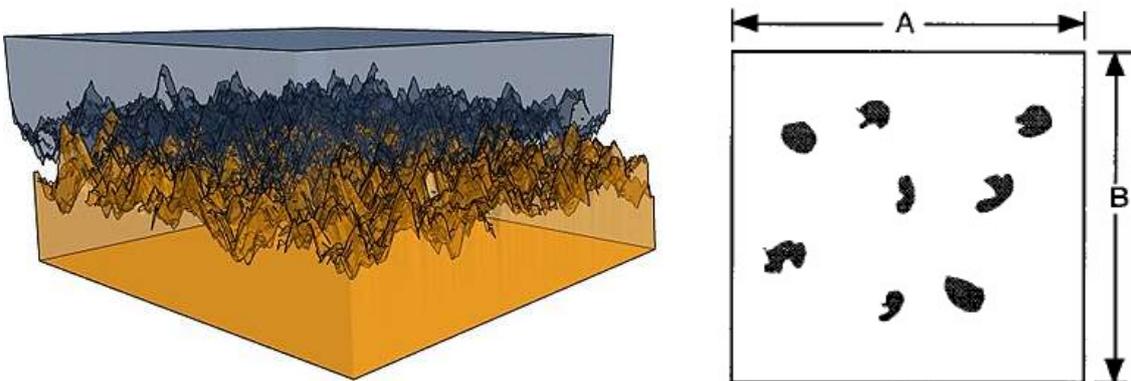


Figura 4-2: Interazione tra asperità di due superfici di contatto; Superfici di contatto effettive

Abbandonata l'ipotesi dell'incastro come possibile spiegazione dell'attrito, è stato proposto un modello alternativo, basato sull'aderenza molecolare a livello delle asperità in contatto Figura 4-2. Secondo questo modello l'effettiva area macroscopica di contatto sarebbe molto inferiore rispetto all'area apparente, ovvero il contatto avviene non attraverso tutta la superficie, ma attraverso delle asperità. La vera area di contatto è in definitiva la sommatoria di migliaia di punti di contatto microscopici all'interno di un'area di contatto nominale. Quando le superfici vengono fatte scorrere si formano continuamente delle nuove aree di contatto, mentre altre si separano, e le forze di taglio effettive all'interno di queste aree microscopiche sono di difficile analisi.

Se le asperità si deformeranno plasticamente allungandosi verso la direzione di slittamento, producendo una superficie più rugosa rispetto a prima, l'energia di deformazione plastica verrà trasformata in energia d'attrito¹². Tuttavia, il modello di aderenza molecolare non predice tutti i possibili valori della costante di proporzionalità tra il carico normale e l'effettiva area di contatto, né fornisce alcuna spiegazione per la presenza dell'attrito in sistemi che non mostrano usura. Alcuni modelli fisici per la misurazione dell'attrito partono dal presupposto che il coefficiente d'attrito μ è il prodotto della reale area di contatto e della resistenza al taglio del materiale nelle asperità

$$\mu = \frac{A_s S}{A_w 3Y} \quad (4-1)$$

in cui S è la resistenza al taglio del legame tra le asperità, $3Y$ è la durezza del materiale scorrevole più debole, Y è il limite di snervamento, A è l'area di taglio trasversale mentre A_s è l'area che trasporta il carico normale (A_w). Il problema di questa trattazione è che si otterrebbe per tutti i materiali un μ pressoché uguale (0.16 o 0.2).

In conclusione, è necessario introdurre nel modello l'assunzione che la vera area di contatto aumenterà nel tempo man mano che le sollecitazioni di taglio si svilupperanno nelle asperità¹³.

¹² È importante notare che anche per carichi esterni applicati nulli, la forza d'attrito non è mai esattamente nulla, in quanto le forze di aderenza sulle asperità inducono nei materiali della superficie opposta un qualche minimo contatto.

¹³ Attualmente la fenomenologia dell'attrito viene spiegata introducendo termini di adesione, coesione, attrazione atomica e attrazione molecolare.

4.2 Misura dell'attrito

Per misurare il valore del coefficiente d'attrito, possono essere utilizzati molti metodi. Questi metodi vanno da quelli che eseguono una semplice misurazione statica delle forze (una zavorra appesa su una puleggia, l'inclinazione di un piano inclinato o la deflessione di una molla) a metodi, supportati da un apparato sperimentale appropriato, in grado di misurare le forze in condizioni di contatto dinamiche più complesse. In generale, qualsiasi apparecchiatura in grado di misurare contemporaneamente le forze, normale e tangenziale, che agiscono sulle superfici di contatto, può essere utilizzata per determinare il coefficiente di attrito. Le apparecchiature di misura sono classificate in termini di intervallo di carico, intervallo di velocità, condizioni ambiente operativo, movimento alternato o continuo, rotazione o movimento lineare, forma cilindrica, sferica o piatta.

[15]Dati due corpi che strisciano l'uno sull'altro, il loro coefficiente d'attrito dipende da quattro parametri:

-
- ❖ velocità di strisciamento
 - ❖ pressione di contatto
 - ❖ temperatura superficiale media
 - ❖ durezza del materiale
-

Le equazioni risultanti sono nella forma $\mu = kW^aV^bH^cT^d$. Generalmente l'equazione viene costruita facendo variare solo una delle variabili e mantenendo costanti le altre, nell'ipotesi (non corretta) che ogni variabile sia indipendente dalle altre. Per esempio, la temperatura, proveniente dall'esterno o come prodotto dell'attrito, influisce sulla viscosità del lubrificante e sulla velocità di ossidazione.

In condizione di quiete il coefficiente d'attrito detto anche coefficiente d'attrito statico (o di primo distacco o di aderenza) assume valori più elevati del coefficiente d'attrito in condizione di moto, definito coefficiente d'attrito cinetico. Da risultati sperimentali è noto che l'attrito cinetico diminuisce all'aumentare della velocità di strisciamento, all'aumentare della pressione di contatto e all'aumentare della temperatura.

Per la teoria Coulombiana, il coefficiente d'attrito μ è definito come il rapporto tra la resistenza d'attrito F e la componente della forza peso perpendicolare al piano di scorrimento N , e avrà sempre verso opposto a quello del moto, pertanto:

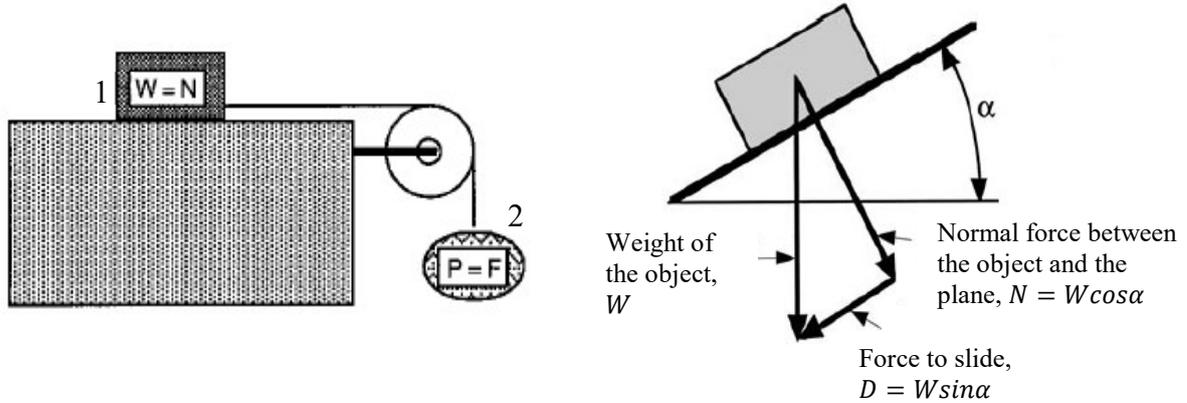


Figura 4-3: Piano orizzontale e piano inclinato per lo studio dell'attrito radente

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{P}{W} \quad (4-2)$$

Nel caso del piano orizzontale, la forza d'attrito risulta essere uguale alla forza peso P esercitata dalla massa appesa al filo. Definendo con P_{lim} il valore del carico P minimo per cui si ha uno spostamento della massa 1, è possibile definire:

attrito statico $\mu_s = P_s/W$ se $P_s < P_{lim}$

attrito dinamico $\mu_k = P_k/W$ se $P_k > P_{lim}$ tale da mantenere moto uniforme ($V = cost; a = 0$)

Nel caso del piano inclinato la definizione dell'attrito radente diventa:

$$\mu = \frac{D}{N} = \frac{W \cdot \sin \alpha}{W \cdot \cos \alpha} = \tan \alpha \quad (4-3)$$

Nella maggior parte delle applicazioni tecniche, si può tener valida la legge di Coulomb, la quale afferma che il coefficiente d'attrito dinamico risulta essere:

- indipendente dal carico
- indipendente dall'area di contatto
- dipendente soltanto dalla natura delle superfici a contatto e dalla loro condizione superficiale (rugosità, lubrificazione).

4.2.1 Tipiche strumentazioni di prova

Sono commercialmente disponibili molte strumentazioni assegnate alla misurazione del deterioramento superficiale di elementi in contatto e in moto reciproco. Esse permettono di controllare molti parametri come la geometria del campione, il carico applicato, la velocità di slittamento, la temperatura dell'ambiente e l'umidità. Il principio di funzionamento delle apparecchiature di misura è molto semplice. Due campioni, su cui vengono lavorate le superfici di contatto, vengono messi in contatto sotto l'azione di un carico normale. Successivamente, il campione mobile, viene portato in movimento attraverso un moto oscillatorio, mentre il campione fisso è vincolato in modo adeguato. Durante il test le variabili di interesse, quindi le forze, gli spostamenti, il numero di cicli oscillanti, la temperatura e così via, vengono misurati e memorizzati per ulteriori post-elaborazioni.

I dispositivi sperimentali più utilizzati operano con un carico normale costante, solitamente applicato con una massa appesa all'estremità di un filo. Per evitare di caricare le superfici di contatto con carico normale diverso da quello imposto, il meccanismo deve essere di tipo *Floating body*, ovvero in grado di ruotare attorno agli assi del piano (assi x-y) che giacciono sul piano di contatto nominale, permettendo un approccio libero tra i campioni. Questo permette di eseguire il test con perdite di energia ridotte e un carico normale applicato noto con grande precisione.

Si possono utilizzare dei motori oppure degli shaker lineari o rotanti per imporre lo spostamento del campione mobile. Bisogna tener conto che l'attrito è una fonte di forze non lineari il cui effetto sul movimento del sistema meccanico è la formazione di componenti armoniche di spostamento di ordine superiore. Anche se il segnale guida è di tipo armonico, il campione potrebbe rispondere con moto non armonico.

Una struttura mobile con alta inerzia è efficace nel minimizzare queste componenti armoniche. Inoltre, anche un banco prova che opera in prossimità di un'adeguata risonanza meccanica contribuisce a mantenere le armoniche il più possibile ridotte.

La forza tangenziale, che agisce sul piano del contatto, viene misurata attraverso celle di carico piezoelettriche o estensimetri, solitamente applicate in serie al campione fisso. Le celle di carico piezoelettriche sono preferibili a causa della loro elevata rigidità, che

induce un minore spostamento verso il campione fisso. Uno spostamento trascurabile del campione fisso, e quindi della sua superficie di contatto associata, è utile perché riduce l'accelerazione e quindi le forze di inerzia sul campione durante il test. Poiché la forza di inerzia del campione, insieme a quella del suo supporto, sono in serie con la forza d'attrito sul contatto, il segnale letto dalla cella di carico è la somma, (con il loro spostamento di fase, se presente), dei due segnali.

Per ottenere una misura accurata della forza tangenziale, il piano longitudinale della cella di carico deve coincidere con il piano di contatto, il piano su cui si trova la forza tangenziale. Se questa condizione non è soddisfatta, sorge un momento indesiderato dato dal prodotto della forza per la distanza tra i due piani e si ha un'alterazione del carico normale effettivo. Le celle di carico basate su estensimetri hanno il vantaggio di misurare il componente statico della forza tangenziale meglio di quanto possano fare le celle di carico piezoelettriche.

Le principali strumentazioni sono riportate in Tabella 4-1:

Tabella 4-1: Dettagli delle strumentazioni di prova più diffuse

Geometry	Type of contact	Type of motion
Pin – on – disk (face loaded)	Point/Conformal	Unidirectional sliding oscillating
Pin – on – flat	Point/Conformal	Reciprocating sliding
Pin – on – cylinder (edge loaded)	Point/Conformal	Unidirectional sliding oscillating
Thrust washers (face loaded)	Conformal	Unidirectional sliding oscillating
Pin – on – bushing	Conformal	Unidirectional sliding oscillating
Flat – on – cylinders	Line	Unidirectional sliding oscillating
Crossed cylinders	Elliptical	Unidirectional sliding oscillating
Four balls	Point	Unidirectional sliding

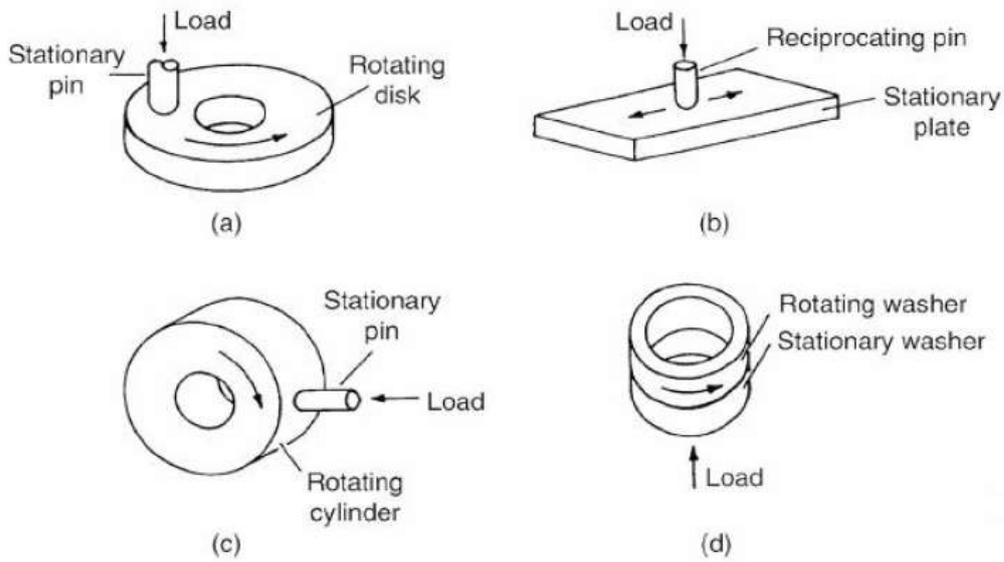


figura 4-4: Illustrazione schematica delle tipiche interfaccie geometriche impiegate per studiare l'attrito e il comportamento ad usura: (a) pin - on - disk; (b) pin - on - flat; (c) pin - on - cylinder; (d) thrust washers.

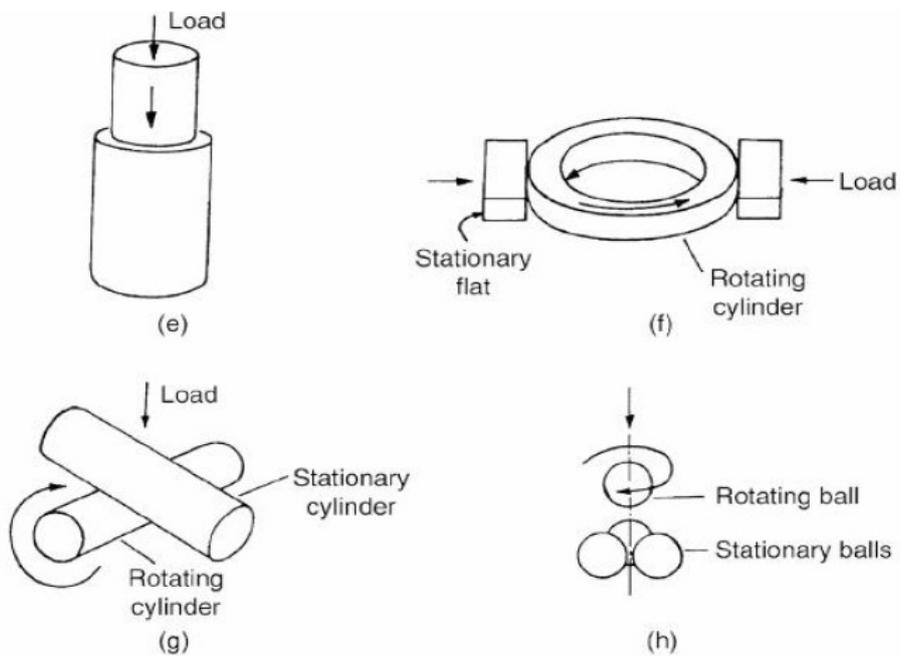


Figura 4-5: Illustrazione schematica delle tipiche interfaccie geometriche impiegate per studiare l'attrito e il comportamento ad usura: (e) pin-into-bushing; (f) rectangular flats on rotating cylinder; (g) crossed cylinders; (h) four-ball

Per la determinazione del coefficiente di attrito, la misura delle forze di contatto deve essere combinata con una misura dello spostamento relativo tra le superfici di contatto.

Gli spostamenti relativi possono essere misurati per mezzo di strumenti con tecnologia laser. La misura attraverso laser può avvenire tramite effetto doppler LDV¹⁴, oppure tramite triangolazione laser.

I dispositivi più comuni LDV sono in grado di misurare gli spostamenti in modo indiretto, ovvero tramite un'integrazione temporale della velocità. Quando viene eseguita l'integrazione temporale, è necessario prestare attenzione nel filtrare le componenti a bassa frequenza del segnale di velocità. In realtà, il valore medio della velocità potrebbe essere diverso da zero e potrebbe verificarsi una deriva dello spostamento

¹⁴ Laser Doppler Vibrometer

5. Determinazione dei parametri di contatto

Per ottenere modelli predittivi dinamici, la conoscenza dei parametri di contatto e dell'evoluzione dell'usura è fondamentale. In [23] è illustrato come sia necessario un valore pertinente della rigidità del contatto per ottenere le giuste frequenze di risonanza del sistema. In genere, è necessario un tuning del modello con i dati sperimentali per ottenere il valore corretto dei parametri di contatto. Inoltre, tenendo conto del fatto che questi parametri dipendono dallo stato di usura delle superfici di contatto, è ancora più importante conoscere l'evoluzione dei parametri in funzione dello stato di usura.

5.1 Materiali e metodi

I test sono stati eseguiti usando un "punto di contatto" [25], accostando una superficie sferica di raggio 25 mm ad una superficie piana Figura 5-1. Entrambe le superfici sono state rivestite da uno strato di 0.2 mm di materiale antigrippaggio T-800.

I campioni sono stati testati a 5×10^6 - 10×10^6 - 15×10^6 cicli di usura con due sequenze di carico normale, 32 N (campioni 01C - 02C - 03C) e 12 N (campioni 04C - 05C - 07C)¹⁵ a temperatura ambiente e con uno scostamento nominale di 150 μ m a 100 Hz, come riassunto in

Tabella 5-1. Al termine del fretting test, i campioni sono stati smontati e puliti per rimuovere i detriti e permettere di quantificare il volume di usura, dunque, le superfici usurate sono state analizzate utilizzando un sistema di misurazione tridimensionale ottico ad alta risoluzione basato sulla tecnica di variazione del fuoco e microscopia elettronica a scansione (SEM).

¹⁵ La coppia di provini viene testata con un carico di schiacciamento, nel primo caso fornito dall'applicazione di una massa di 3.23 Kg, la quale esercitava sulla coppia 31.76 N, mentre nel secondo caso, una massa di 1.225 Kg per un carico di 12.01 N.

Tabella 5-1: Experimental conditions

TEST ID	Normal Load [N]	Stroke [μm]	Wear Cycles $\times 10^6$	Temperature [$^{\circ}\text{C}$]	Frequency [Hz]
<i>T – 800 on I718 /01C</i>	32	150	5	20	100
<i>T – 800 on I718 /02C</i>	32	150	10	20	100
<i>T – 800 on I718 /03C</i>	32	150	15	20	100
<i>T – 800 on I718 /04C</i>	12	150	5	20	100
<i>T – 800 on I718 /05C</i>	12	150	10	20	100
<i>T – 800 on I718 /07C</i>	12	150	15	20	100

Per l'analisi SEM, è stata eseguita una lucidatura ad ultrasuoni utilizzando una soluzione di citrato di ammonio al 7% per 30 s. Dopo lo smontaggio del campione, la stessa coppia non può essere riassembleta per riavviare il processo di usura. La ragione di ciò è che il banco di prova non può tornare alla stessa superficie usurata. Questa capacità è il vantaggio della prova sperimentale eseguita in [17].

Nel modello di interazione fretting a scorrimento tangenziale e solco di usura, come quello presentato in [32], viene riportato che in condizioni di attrito non Coulombiano si dovrebbero verificare dei valori ciclici anche in direzione normale, sia in termini di intensità di forza normale, sia in termini di spostamento, a causa di protuberanze e depressioni inclinate che comportano uno scorrimento non perfettamente orizzontale.

Il caso in analisi è un test di fretting convenzionale con un carico normale idealmente costante, di conseguenza tutti i fenomeni ciclici nella direzione normale non vengono considerati. Inoltre, poiché la tensione di snervamento dell'Inconel I-718 è maggiore dei 1000 Mpa, non si verificano deformazioni plastiche all'interno del materiale.

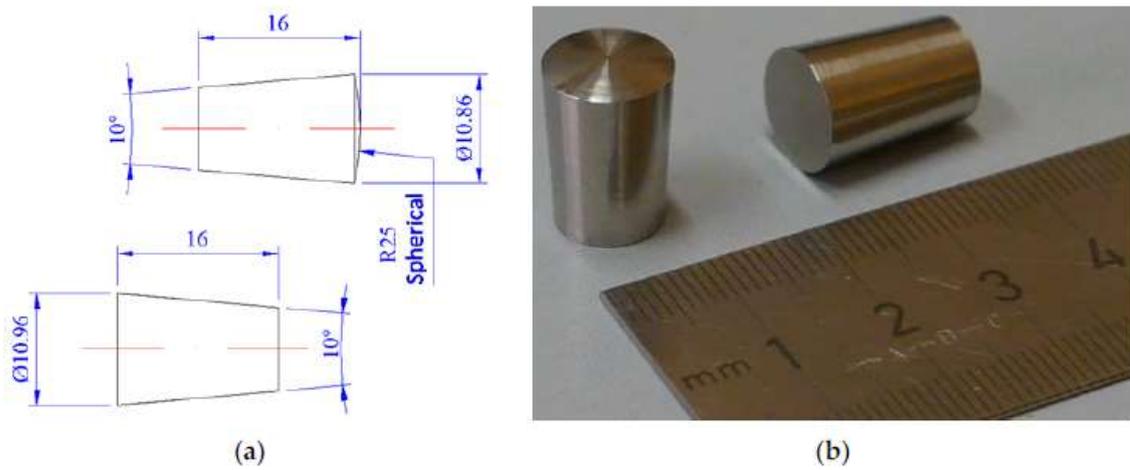


Figura 5-1: a) Disegno tecnico dei provini; b) Immagine dei provini prima del fretting test

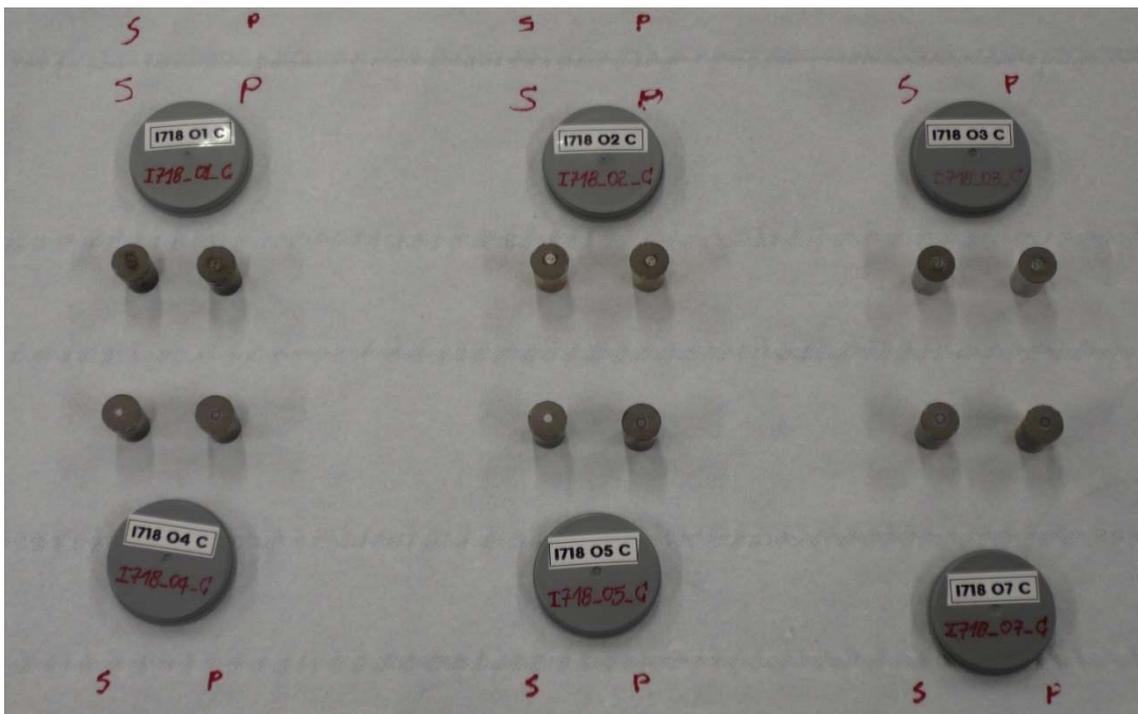


Figura 5-2: Campioni in Inconel I-718 con rivestimento T-800 dopo il fretting test

5.1.1 Banco prova

In Figura 5-3 è mostrato lo schema del banco prova. La prova di fretting fatigue viene eseguita facendo sfregare i campioni l'uno contro l'altro con uno spostamento a alta ampiezza ($150\mu m$) sotto l'azione di un carico normale costante. Il supporto del campione a superficie sferica è inserito nel supporto mobile, il quale è integrato a un braccio oscillante messo in movimento da uno shaker elettromagnetico. L'oscillazione avviene a frequenze pari o inferiori alla risonanza a flessione (*first bending mode*). Il raggio vibrante, bloccato su entrambe le estremità, è realizzato in lega di alluminio 2024 ed è ottimizzato per ottenere una bassa rigidità statica. Il campione con la superficie piana è montato nel supporto fisso. Il punto di contatto e il carico si trovano sul piano di simmetria del raggio vibrante¹⁶.

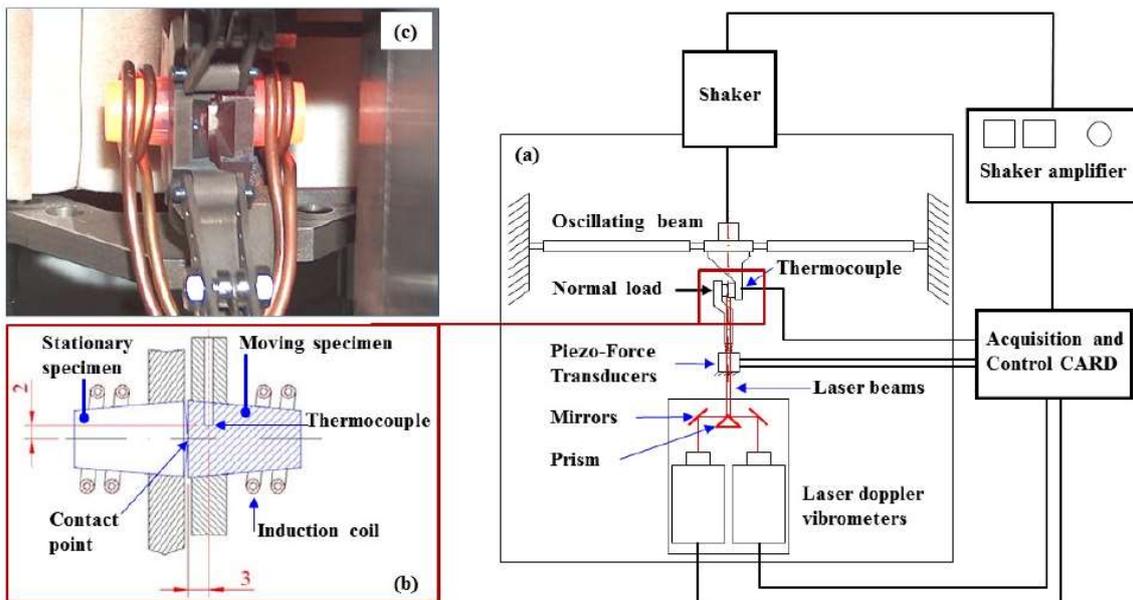


Figura 5-3: a) Schema del banco prova; b) Dettaglio del contatto dei due campioni; c) Immagine dei provini in condizione test

La misurazione degli spostamenti relativi è presa il più vicino possibile al punto di contatto effettivo utilizzando due laser doppler. La tensione di ingresso dello shaker è controllata da un computer utilizzando lo spostamento relativo dei due campioni come feedback. Il computer esegue anche l'algoritmo di controllo per la temperatura, e il controllo avviene sulla base di misure di termocoppie situate vicino al punto di contatto

¹⁶ Piano verticale normale all'asse longitudinale del raggio vibrante

(Figura 5-3b). La forza tangenziale viene misurata da due trasduttori piezoelettrici e le forze di contatto in funzione degli spostamenti relativi, definiscono i cicli di isteresi, i quali vengono visualizzati e memorizzati durante il test. I parametri di contatto verranno ottenuti mediante elaborazione dei cicli di isteresi.

I supporti mobili e fissi sono realizzati in Nimonic Alloy 263. Questo materiale mantiene le proprietà meccaniche richieste¹⁷ fino a 1000 °C, e i supporti sono progettati per resistere alle alte temperature e per ridurre al minimo il flusso di calore verso il raggio vibrante e i trasduttori di forza. Il carico normale costante viene applicato mediante delle masse calibrate attraverso un sistema di pulegge. Possono essere applicati carichi normali fino a 150 N.

5.1.2 Misura del volume di usura

Al termine del processo di usura, si procede con la valutazione dell'entità di usura. La prova fretting prevede l'applicazione di un carico di sollecitazione ridotto, inoltre i provini sono caratterizzati da uno strato protettivo antiusura il quale riduce sensibilmente l'usura del materiale, infatti, un eventuale errore dovuto a diverse posizioni dei campioni durante le misurazioni di superficie potrebbe essere dello stesso ordine di grandezza del volume misurato [22].

Come già accennato nel capitolo “*Tecniche per misurare l'usura*”, queste condizioni sono limitanti per la tecnica di misura basata sulla riduzione di peso, in quanto caratterizzata da tolleranze troppo elevate per il caso in analisi, pertanto è preferibile utilizzare una tecnica di misura basata sulla variazione dei volumi.

Le misurazioni dei volumi di usura sono basate dal confronto topografico della coppia di provini prima e dopo il processo di usura. Come descritto in [22] il confronto topografico può essere soggetto da diverse forme di errore, soprattutto (come nel caso in analisi) quando i volumi di usura sono particolarmente ridotti e confrontabili con la finitura superficiale.

¹⁷ Modulo elastico e resistenza ai carichi di sollecitazione

Alcuni di questi problemi sono riportati in Figura 3-11. Per ridurre l'errore di misura, una tecnica è quella di non confrontare direttamente le topografie ottenute, ma “chiudere” la superficie logorata utilizzando un'interpolazione¹⁸ di una superficie non soggetta ad usura.

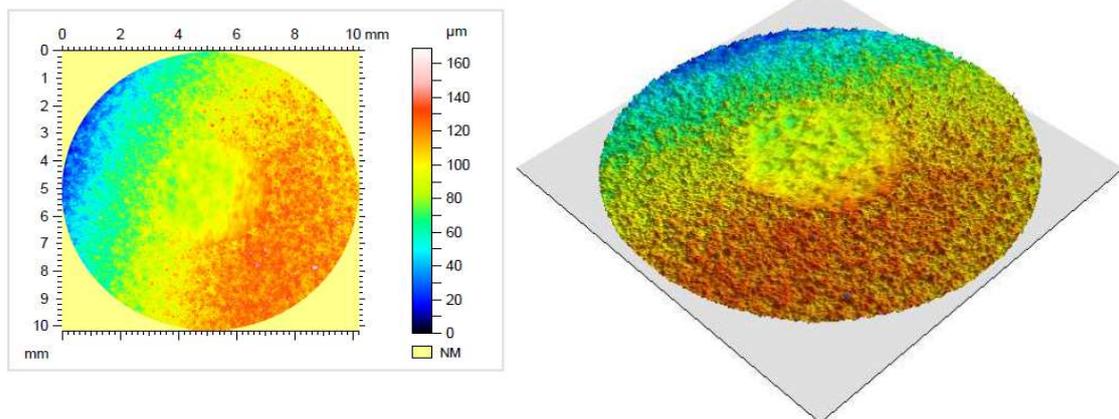


Figura 5-4: Topografia del provino I718 - 03C (superficie piana)

La topografia delle superfici di contatto è stata ottenuta utilizzando un sistema di misurazione tridimensionale ottico ad alta risoluzione basato sulla tecnica di variazione del fuoco e microscopia elettronica a scansione SEM¹⁹.

Conoscendo le mappe topografiche, è possibile definire le superfici coinvolte dal processo di usura, ed escludere le superfici non rappresentative. È inoltre necessario riportare la distribuzione di picchi e valli su una superficie macroscopica piatta. Questa operazione è obbligatoria quando la superficie di contatto non è piana, ma è ad esempio sferica, inoltre permette di correggere un eventuale errore di mal posizionamento del campione prima dell'esecuzione del processo di usura. Per procedere in questa fase si deve estrapolare un volume definito da un piano, ottenuto mediante interpolazione polinomiale²⁰ del quarto ordine di una sequenza di punti che delimitano una superficie di contatto non usurata.

¹⁸ Nel caso in analisi è stato utilizzato un polinomio del quarto ordine

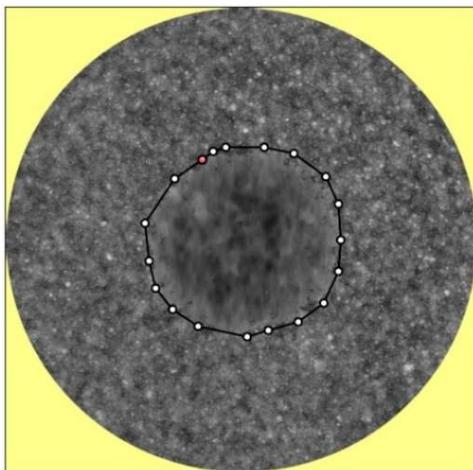
¹⁹ Scanning Electron Microscope

²⁰ La forma rimossa può avere una superficie sferica, polinomiale o di altro tipo, a seconda della forma del campione specifico

In questo modo si pone la distribuzione dei picchi e delle scanalature su un piano di riferimento come quello rappresentato in Figura 3-11, e si calcola il volume dei picchi come somma di tutti i volumi sopra il piano di riferimento, e il volume dei solchi come somma di tutti i volumi al di sotto del piano di riferimento.

Come accennato precedentemente, l'utilizzo del coating protettivo T-800 e di carichi di schiacciamento non molto intensi, comporteranno ad un'usura dell'ordine di grandezza della finitura superficiale, quindi fenomeno di variazione di volume sarà descrivibile come variazione del profilo delle asperità superficiali. Pertanto, si deve tenere conto della finitura superficiale, quindi devono essere calcolati i volumi dei picchi e dei solchi prima del processo di usura²¹. Non conoscendo a priori la superficie esatta in cui si andrà a verificare l'usura per sfregamento, si è scelto di circoscrivere delle aree non soggette a logoramento (vedi da Figura 5-6 a Figura 5-8), mediante le quali si andranno a definire i parametri di picchi medi, in modo da poter esprimere i volumi iniziali attraverso normalizzazione.

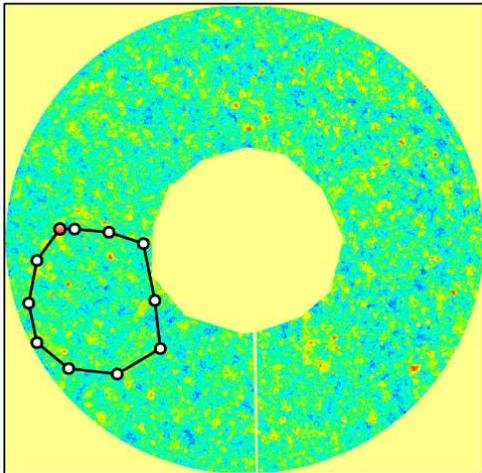
Di seguito vengono riportati i valori ottenuti dal processo di misurazione dei volumi di usura della coppia I718-03C.



		Hole	Peak
Surface	mm^2	10.6	3.35
Volume	mm^3	0.088	0.015
Max. depth/height	μm	28.3	28.7
Mean depth/height	μm	8.35	4.57

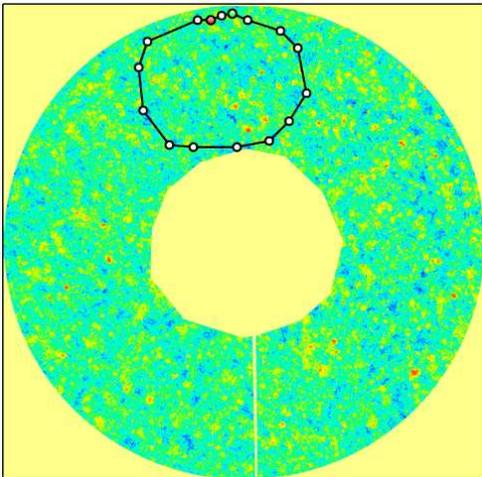
Figura 5-5: Superficie usurata del provino 03C a superficie piana

²¹ Questa operazione può essere ignorata se i volumi di usura sono molto maggiori rispetto alla finitura superficiale



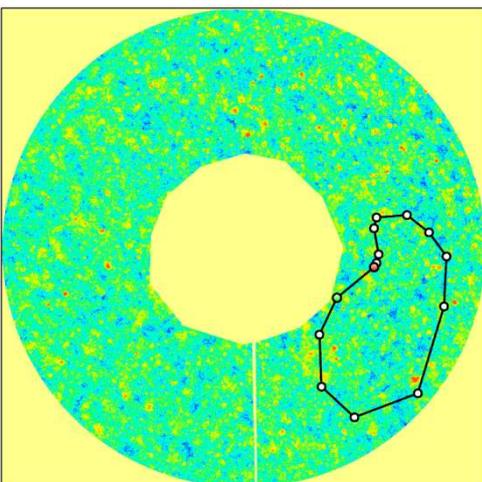
		Hole	Peak
Surface	mm^2	3.58	3.36
Volume	mm^3	0.018	0.019
Max. depth/height	μm	29.2	38.9
Mean depth/height	μm	5.13	5.77

Figura 5-6: Superficie non usurata 1 del provino 03C a superficie piana



		Hole	Peak
Surface	mm^2	4.52	3.55
Volume	mm^3	0.026	0.022
Max. depth/height	μm	35.4	52.5
Mean depth/height	μm	5.83	6.25

Figura 5-7: Superficie non usurata 2 del provino 03C a superficie piana



		Hole	Peak
Surface	mm^2	4.34	3.42
Volume	mm^3	0.026	0.021
Max. depth/height	μm	32.7	46.9
Mean depth/height	μm	6.07	6.4

Figura 5-8: Superficie non usurata 3 del provino 03C a superficie piana

Vengono definiti i rapporti:

$$R_H = \frac{V_H}{S_P + S_H} \quad (5-1)$$

$$R_P = \frac{V_P}{S_P + S_H} \quad (5-2)$$

In cui:

V_H → Volume dei solchi
 V_P → Volume dei picchi
 S_H → Superficie dei solchi
 S_P → Superficie dei picchi
 $S_P + S_H$ → Overall Surface (OS)

I valori medi iniziali saranno pertanto calcolati considerando tutte le aree k – *esime*:

$$OS_{iMEAN} = S_{P_{iMEAN}} + S_{H_{iMEAN}} = \sum_{k=1}^N (S_{P_i}(k) + S_{H_i}(k)) \quad (5-3)$$

Con N numero di aree considerate.

$$R_{H_i} = \frac{\sum_{k=1}^N V_{H_i}(i)}{\sum_{k=1}^N (S_{P_i}(k) + S_{H_i}(k))} \quad (5-4)$$

$$R_{P_i} = \frac{\sum_{k=1}^N V_{P_i}(i)}{\sum_{k=1}^N (S_{P_i}(k) + S_{H_i}(k))} \quad (5-5)$$

Il volume iniziale delle scanalature è ottenuto da (5-6), mentre quello dei picchi da (5-7):

$$V_{H_i} = OS_{iMEAN} * R_{H_i} \quad (5-6)$$

$$V_{P_i} = OS_{iMEAN} * R_{P_i} \quad (5-7)$$

Viene definita la variazione di volumi in termini di scanalature e picchi attraverso le seguenti formule:

$$\begin{aligned} Worn_{HOLE} &= V_{I_{HOLE}} - V_{F_{HOLE}} \\ Worn_{PEAK} &= -(V_{I_{PEAK}} - V_{F_{PEAK}}) \end{aligned} \quad (5-8)$$

In cui con il pedice *I* si indica il volume iniziale, mentre con il pedice *F* il volume finale.

Dopodiché si è calcolato il volume perso relativo sia alla superficie sferica sia a quella piana:

$$Loss\ Volume\ (V_W) = Worn_{HOLE} + Worn_{PEAK} \quad (5-9)$$

Dalla relazione (5-9) si evince che si ha una diminuzione di volume se il volume di picchi diminuisce e aumenta il volume dei solchi; in particolar modo si ha:

$$\begin{aligned} V_W > 0 &\rightarrow \text{perdita di volume} \\ V_W < 0 &\rightarrow \text{aumento di volume} \end{aligned}$$

Di seguito sono riportati i valori ottenuti:

Tabella 5-2: Volumi di usura misurati del provino 01C

T – 800 on I718 / 01C (31.76N – 21 °C – 5 x 10⁶ cycles)				
	Initial Volume [μm ³]	Final Volume [μm ³]	Worn [μm ³]	Loss Volume [μm ³]
<i>Sphere</i>	<i>Hole</i>	38.80 x 10 ⁶	44.46 x 10 ⁶	5.67 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	42.37 x 10 ⁶	34.03 x 10 ⁶	8.34 x 10 ⁶
<i>Plane</i>	<i>Hole</i>	34.55 x 10 ⁶	60.30 x 10 ⁶	25.75 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	36.55 x 10 ⁶	21.17 x 10 ⁶	15.38 x 10 ⁶

Tabella 5-3: Volumi di usura misurati del provino 02C

T – 800 on I718 / 02C (31.76N – 21 °C – 10 x 10⁶ cycles)				
	Initial Volume [μm^3]	Final Volume [μm^3]	Worn [μm^3]	Loss Volume [μm^3]
<i>Sphere</i>	<i>Hole</i>	12.97 x 10 ⁶	56.22 x 10 ⁶	54.14 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	11.27 x 10 ⁶	377.15 x 10 ³	
<i>Plane</i>	<i>Hole</i>	34.80 x 10 ⁶	63.04 x 10 ⁶	37.88 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	27.66 x 10 ⁶	18.02 x 10 ⁶	

Tabella 5-4: Volumi di usura misurati del provino 03C

T – 800 on I718 / 03C (31.76N – 21 °C – 15 x 10⁶ cycles)				
	Initial Volume [μm^3]	Final Volume [μm^3]	Worn [μm^3]	Loss Volume [μm^3]
<i>Sphere</i>	<i>Hole</i>	32.39 x 10 ⁶	250.00 x 10 ⁶	250.58 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	39.27 x 10 ⁶	6.30 x 10 ⁶	
<i>Flat</i>	<i>Hole</i>	43.50 x 10 ⁶	88.50 x 10 ⁶	68.55 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	38.85 x 10 ⁶	15.30 x 10 ⁶	

Tabella 5-5: Volumi di usura del provino 04C

<i>T – 800 on I718 / 04C (12 N – 21 °C – 5 x 10⁶ cycles)</i>				
	Initial Volume [μm^3]	Final Volume [μm^3]	Worn [μm^3]	Loss Volume [μm^3]
<i>Sphere</i>	<i>Hole</i>	14.87 x 10 ⁶	10.85 x 10 ⁶	-4.02 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	13.81 x 10 ⁶	14.86 x 10 ⁶	-1.06 x 10 ⁶
<i>Plane</i>	<i>Hole</i>	19.11 x 10 ⁶	20.87 x 10 ⁶	1.76 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	19.29 x 10 ⁶	13.43 x 10 ⁶	5.87 x 10 ⁶

Tabella 5-6: Volumi di usura del provino 05C

<i>T – 800 on I718 / 05C (12 N – 21 °C – 10 x 10⁶ cycles)</i>				
	Initial Volume [μm^3]	Final Volume [μm^3]	Worn [μm^3]	Loss Volume [μm^3]
<i>Sphere</i>	<i>Hole</i>	20.97 x 10 ⁶	18.23 x 10 ⁶	-2.74 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	16.94 x 10 ⁶	15.06 x 10 ⁶	1.88 x 10 ⁶
<i>Plane</i>	<i>Hole</i>	21.00 x 10 ⁶	28.16 x 10 ⁶	7.16 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	22.69 x 10 ⁶	13.74 x 10 ⁶	8.95 x 10 ⁶

Tabella 5-7: Volumi di usura misurati del provino 07C

T – 800 on I718 / 07C (12 N – 21 °C – 15 x 10⁶ cycles)				
	Initial Volume [μm^3]	Final Volume [μm^3]	Worn [μm^3]	Loss Volume [μm^3]
<i>Sphere</i>	<i>Hole</i>	12.03 x 10 ⁶	21.25 x 10 ⁶	17.56 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	12.42 x 10 ⁶	4.08 x 10 ⁶	
<i>Plane</i>	<i>Hole</i>	17.84 x 10 ⁶	21.78 x 10 ⁶	12.70 x 10 ⁶
	<i>Peak</i>	15.92 x 10 ⁶	7.15 x 10 ⁶	

Il volume di usura del sistema complessivo, ovvero quello generato dallo sfregamento del campione sferico su quello piatto, è dato dalla somma dei volumi persi (5-9) dai due campioni, dunque:

$$\text{Pair Loss Volume} = \text{Loss Volume}_{\text{sphere}} + \text{Loss Volume}_{\text{plane}} \quad (5-10)$$

Dall'equazione (5-10) si ottengono i risultati riportati in Tabella 5-8.

Tabella 5-8: Volume di usura delle coppie di provini sfera piano

TEST ID	Normal Load [N]	Wear Cycles x 10⁶	Pair Loss Volume [μm^3]
T – 800 / 01C	32	5	55135629.51
T – 800 / 02C	32	10	92020615.13
T – 800 / 03C	32	15	319129525.7
T – 800 / 04C	12	5	2550827.295
T – 800 / 05C	12	10	15249397.18
T – 800 / 07C	12	15	30263220

In tutti i casi la riduzione di volume dovuta dal processo di usura è maggiore di zero. Ciò significa che il processo di usura ha comportato un complessivo deterioramento delle particelle di coating. Se nello specifico si mettono in confronto l'usura del provino a superficie sferica rispetto al provino a superficie piana, si può constatare che quest'ultimo è caratterizzato da un'usura più bassa, come se con l'avanzamento del processo di usura, la superficie piana riesca a risaldare un maggior numero di detriti.

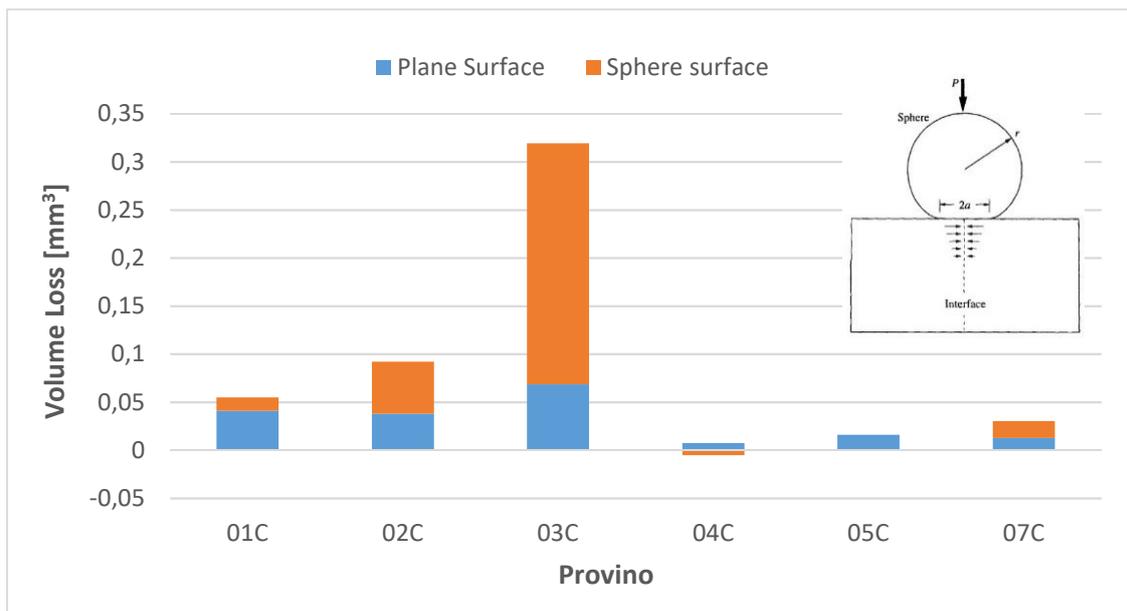


Figura 5-9: Confronto dei volumi di usura delle superfici piane rispetto alle superfici sferiche dei provini con rivestimento T-800

In Figura 5-10 vengono rappresentate graficamente le variazioni di volume riportate in Tabella 5-8. I provini caricati a 12N mostrano un andamento di usura lineare, pertanto attraverso una linea di tendenza è possibile prevedere i valori di usura del coating nel caso in cui venissero utilizzati cicli di usura diversi. Per quanto riguarda i provini con carico di schiacciamento di 32N, la linearità è mantenuta solo inizialmente, dopodiché il processo di fretting degrada con maggiore velocità il materiale.

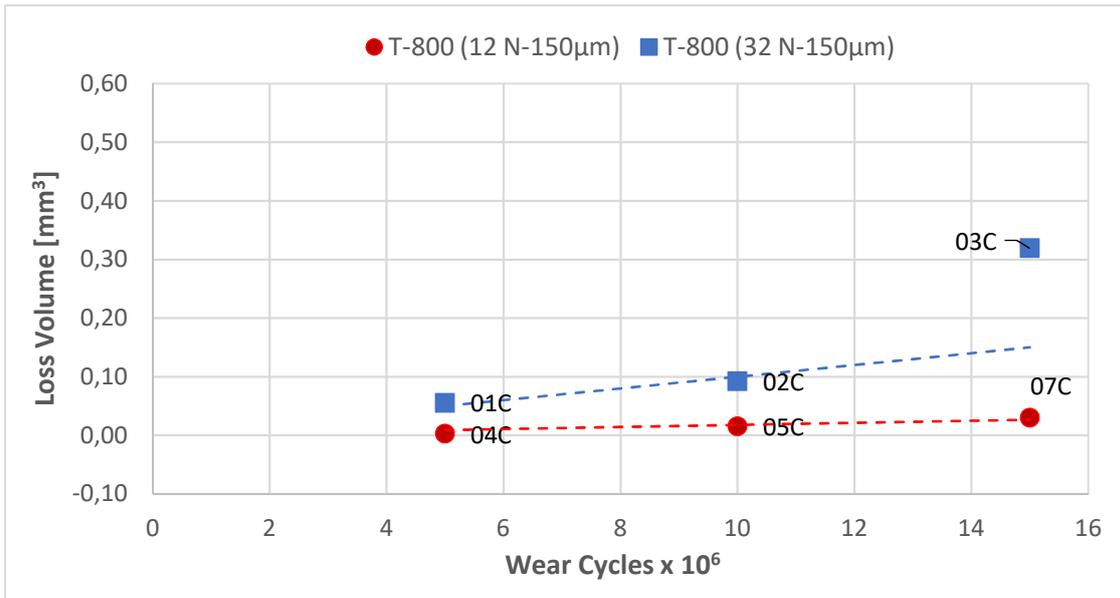


Figura 5-10: Volumi di usura in funzione dei cicli di fatica. Prove eseguite a temperatura 21°C, frequenza 100 Hz, scostamento 150 micrometri

Aumentando il carico di schiacciamento, si ha un maggiore deterioramento del materiale, pertanto bisogna verificare l'ipotesi che la non linearità dei volumi di usura è attribuibile ad una iniziale fase di degrado del substrato in Inconel-718.

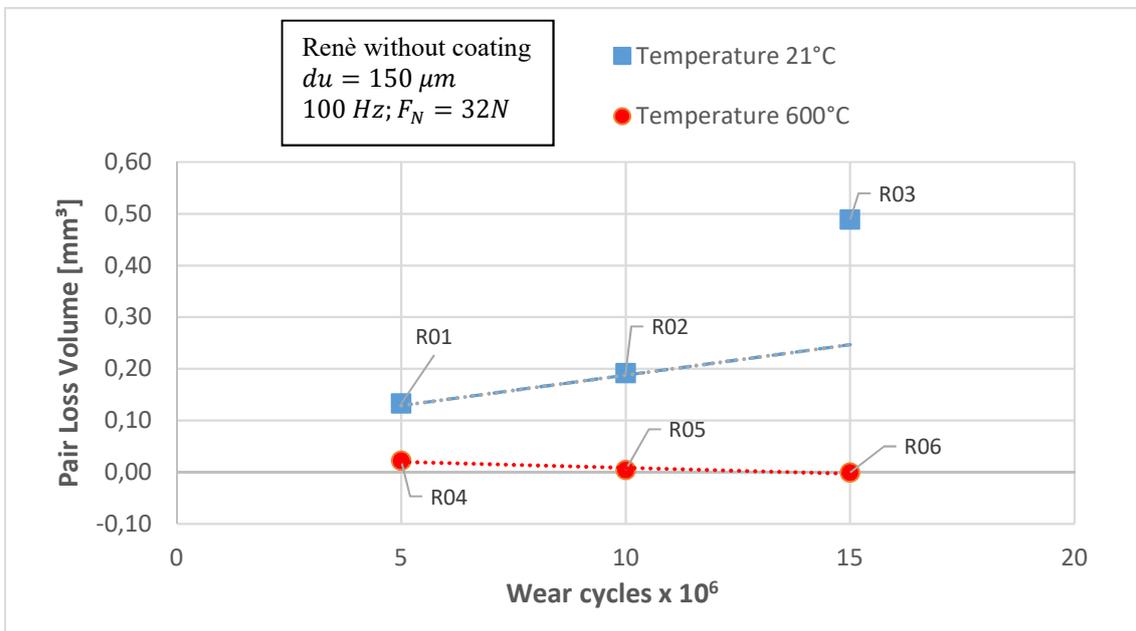


Figura 5-11: Volumi di usura dei provini Renè 77 senza T-800. Test eseguito a temperature diverse a 150 micrometri, 32 N, 100 Hz

Per confermare questa ipotesi verranno effettuati dei confronti dalle mappe spettrografiche EDS Figura 5-43, per verificare una variazione percentuale degli elementi chimici che

caratterizzano le superfici usurate. In Figura 5-11 sono illustrati i valori di usura misurati su coppie di provini in Renè-77 privo di strato protettivo T-800. A differenza del caso precedente in cui è prevista una variazione di carico, in questa prova sperimentale è stato eseguito il confronto andando a modificare la temperatura. Anche in questo caso, i provini a temperatura ambiente hanno volumi di usura maggiore, e dopo un tratto iniziale ad andamento costante, è evidente la non linearità. A temperature maggiori i meccanismi di usura da fragili divengono duttili, con conseguente riduzione dell'usura²². L'andamento del Renè-77 è caratterizzato da una lieve pendenza negativa, questo perché i detriti generati dal processo di abrasione non espulsi dal solco di usura²³, si sono ossidati e saldati sulle superfici di accoppiamento. Le particelle ossidate hanno un volume maggiore rispetto alle particelle non ossidate, pertanto quando viene misurata l'usura delle superfici di contatto, complessivamente risulterà un aumento di materiale [18]. L'effetto è un aumento locale del tasso di usura del materiale.

5.1.3 Tracciamento dei cicli di isteresi

Gli output diretti ottenuti dal banco di prova sono gli spostamenti relativi, la forza tangenziale e temperatura delle superfici di contatto a una frequenza predefinita e a un carico normale. Ciò significa che i cicli di isteresi sono i primi risultati ottenuti, e sono mostrati direttamente dal sistema di controllo durante l'intero processo. Alcuni di essi vengono memorizzati per ulteriori elaborazioni.

In Figura 5-13 è rappresentato il ciclo di isteresi della coppia 01C e 04C a 5 milioni di cicli, in cui viene mostrato che la forza tangenziale per la coppia 01C sottoposta ad un carico di schiacciamento di 31.76 N, presenta un punto di indurimento non lineare in corrispondenza dei punti di inversione (a circa $\pm 75 \mu m$). Le oscillazioni del ciclo di isteresi sono dovute all'usura e al conseguente solco generato dall'esportazione di

²² Ad elevate temperature il processo di fretting genera un solco di usura meno profondo rispetto a temperatura ambiente.

²³ Ciò è dovuto al fatto che l'ampiezza di scorrimento è molto inferiore alla lunghezza di contatto caratteristica.

particelle logorate, il cui bordo comporta un'interazione tangenziale e ostacola lo scorrimento durante il processo di fretting [32].

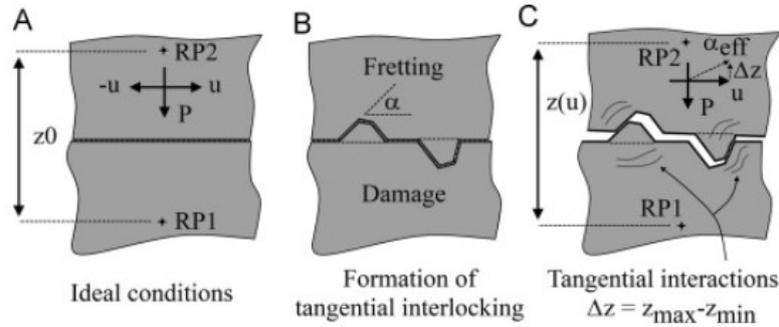


Figura 5-12: Dislocamento in direzione normale in attrito non Coulombiano

Questa interazione ha un lieve effetto su provini con coating protettivo e sottoposti a carichi di schiacciamento poco intensi. Diversamente, questa interazione deforma i cicli di isteresi come in Figura 5-15, mostrando considerevoli picchi in corrispondenza del contatto con il bordo del solco, e una generica inclinazione del ciclo a causa degli scorrimenti obliqui i quali generano componenti sia tangenziali che normali di forza e spostamento.

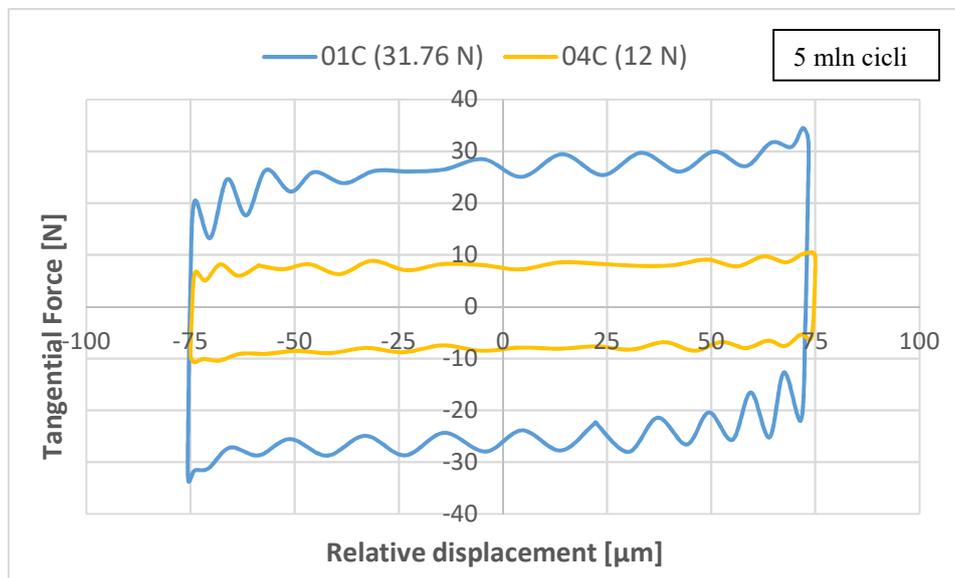


Figura 5-13: Cicli di isteresi delle coppie di provini 01C e 04C a 5 milioni di cicli con frequenza 100 Hz, displacement nominale 150 μm, 21°C

La coppia 04C è meno soggetta alla non linearità rispetto alla coppia 01C, e il ciclo di isteresi ha un andamento attribuibile a quello descritto dalla legge di attrito di Amontons

per la quale la forza d'attrito è indipendente dallo spostamento²⁴. Infatti, la forza tangenziale aumenta linearmente con lo spostamento fino ai suoi valori massimi, rimanendo costante finché il movimento di scorrimento non viene invertito.

Aumentando il numero di cicli di usura come riportato in Figura 5-14, non si osserva nessun particolare mutamento del ciclo di isteresi, quindi il ciclo di isteresi²⁵ non è funzione del numero di cicli di usura cui è stata sottoposta la coppia di provini.

Nell'elaborato [18] è stato eseguito uno studio dei parametri di contatto su coppie di provini in super lega CMSX-4, di geometria simile a quella trattata nella seguente tesi²⁶, in cui è stato mantenuto un carico di schiacciamento costante pari a 32 N e temperatura di test a 800 °C. Lo scopo del test era verificare le differenze di usura tra le coppie di provini rivestite da uno strato di coating protettivo T-800, rispetto a quelli privi di rivestimento.

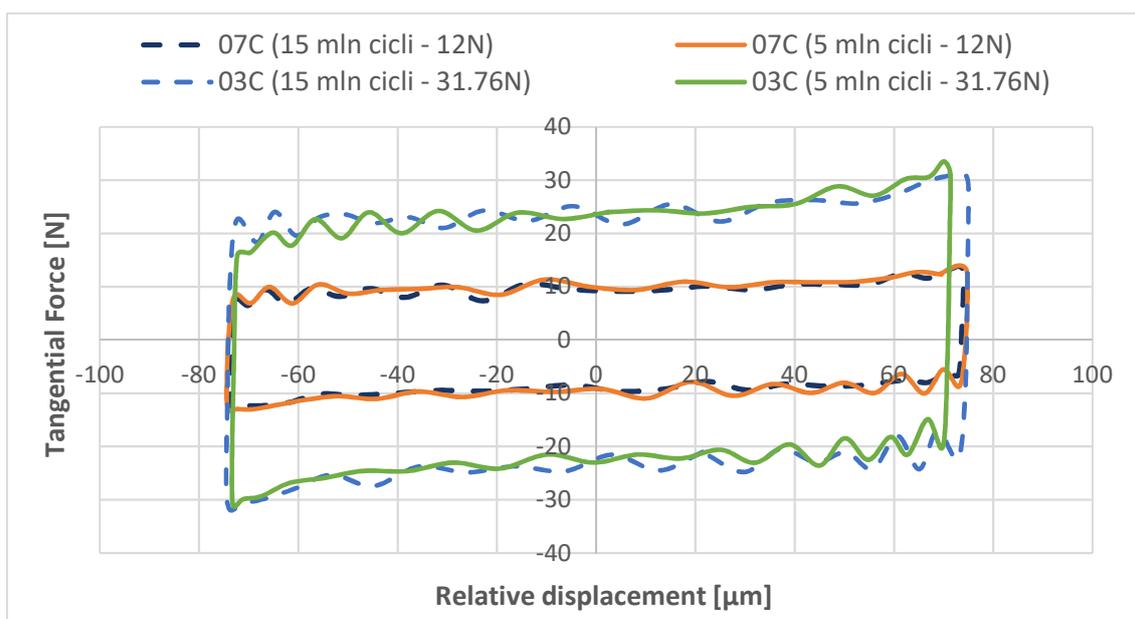


Figura 5-14: Confronto dei cicli di isteresi delle coppie 03C e 07C all'aumentare del numero di cicli di usura

I risultati ottenuti in [18] sono riportati in Figura 5-15 e Figura 5-16. Le superfici rivestite mostrano il comportamento teorico previsto, mentre quelle prive di rivestimento si

²⁴ Vedi capitolo Attrito

²⁵ e di conseguenza il coefficiente d'attrito

²⁶ Contatto tra superficie piana e superficie sferica di identiche dimensioni geometriche

comportano in modo diverso. La forza aumenta linearmente fino all'inizio della fase macroslip, dopodiché la forza d'attrito cresce in funzione dello spostamento relativo. Inoltre, alla fine dei cicli la forza tangenziale mostra un picco in corrispondenza dei punti di inversione, e la differenza del picco rispetto al valore medio aumenta all'aumentare dei cicli di fatica.

A differenza di Figura 5-14, questi risultati mostrano come innanzitutto la temperatura influisca sull'andamento del ciclo di isteresi, inoltre è evidente come lo strato protettivo T-800 definisca un comportamento all'usura molto differente rispetto ai casi in cui non venga applicato, conferendo al ciclo di isteresi un andamento più lineare e approssimativamente confrontabile con il ciclo di isteresi ideale descritto da Amontons.

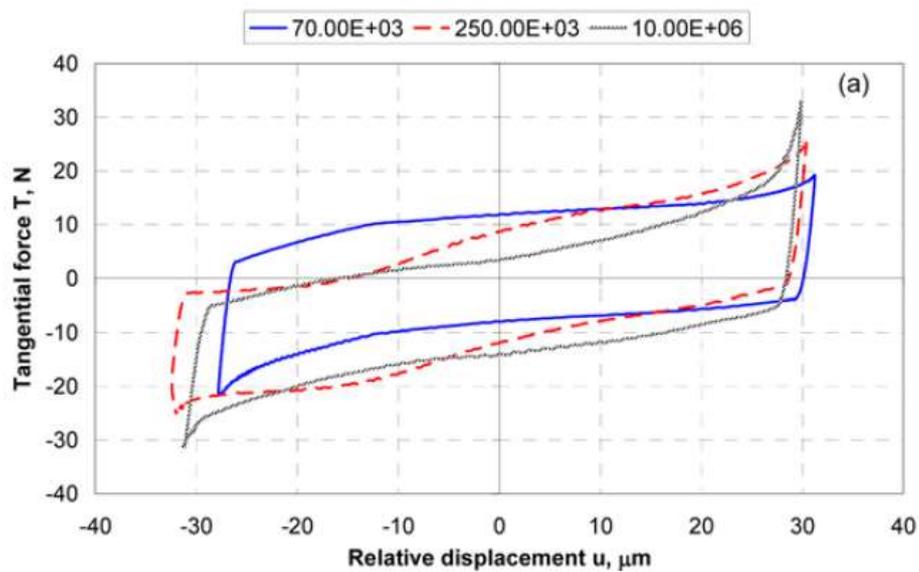


Figura 5-15: Cicli di isteresi delle superfici di contatto CMSX-4 senza strato protettivo, dopo 70×10^3 ; 250×10^3 e 10×10^6 cicli di usura con carico normale di 32 N, temperatura 800 °C e frequenza 10Hz

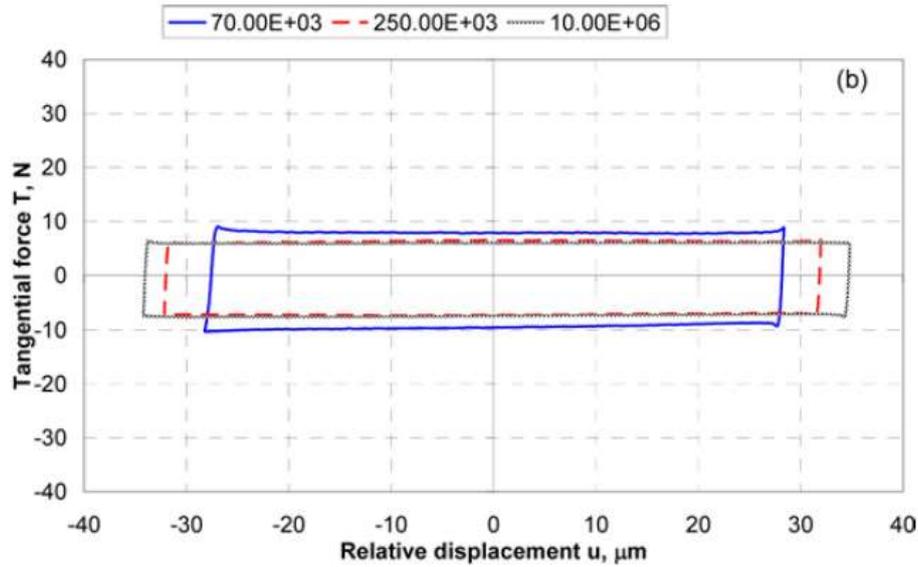


Figura 5-16: Cicli di isteresi delle superfici di contatto CMSX-4 con strato protettivo T-800, dopo 70×10^3 ; 250×10^3 e 10×10^6 cicli di usura con carico normale di 32 N, temperatura 800 °C e frequenza 10Hz

5.1.4 Calcolo del coefficiente d'attrito e della rigidezza di contatto

Il coefficiente d'attrito μ è il rapporto tra la forza tangenziale di contatto nella fase macroslip e il carico normale applicato alla superficie di contatto. Considerando che i cicli di isteresi sono misurati con un carico normale costante, il coefficiente d'attrito può anche essere calcolato dal ciclo di isteresi.

Quando il comportamento del contatto è analogo alla descrizione di Coulomb / Amontons, cioè la forza tangenziale di contatto è costante durante la fase di slittamento delle fasi macroslip, il coefficiente d'attrito può essere facilmente ricavato dal rapporto tra questa forza e il carico normale utilizzato. Tuttavia, non tutti i comportamenti della superficie di contatto sono caratterizzati da una forza di contatto tangenziale costante durante la fase macroslip, la quale designa un andamento a tratti non lineare come mostrato in Figura 5-14. In questi casi è preferibile utilizzare la formula (3-10), basata sulla perdita di energia, pertanto si passa dal problema della valutazione diretta del coefficiente d'attrito, al problema di quantificare l'energia dissipata dal processo di usura, e dunque definire un coefficiente d'attrito equivalente.

Questo coefficiente è definito in modo diverso rispetto al coefficiente d'attrito fisico, ma i due valori si eguagliano in termini di unità di misura:

$$\mu = \frac{E_L}{F_N \delta_{MAX}} = \frac{J}{N m} = \frac{N m}{N m} \quad (5-11)$$

Il metodo energetico fornisce un valore medio del coefficiente di attrito equivalente e si ha una buona precisione quando il comportamento del contatto è vicino al modello di Coulomb. Il vantaggio dell'analogia energetica è che si può definire il coefficiente d'attrito conoscendo solamente l'area dei cicli di isteresi, i quali vengono facilmente ottenuti nella fase post-processing, e quindi definire il coefficiente d'attrito come il coefficiente necessario per ottenere la dissipazione di energia generata dal processo di usura.

Quando il contatto mostra un comportamento non Coulombiano, il coefficiente d'attrito medio equivalente potrebbe approssimare in modo eccessivo il comportamento effettivo, risultando leggermente inferiore al valore del coefficiente d'attrito reale.

Di seguito è riportato il procedimento per il calcolo del coefficiente d'attrito della coppia 07C a 15 milioni cicli di usura. Il ciclo di isteresi è rappresentato in Figura 5-17, in cui si sono evidenziati i punti di massimo e minimo displacement, ovvero i punti in cui avviene l'inversione di ciclo.

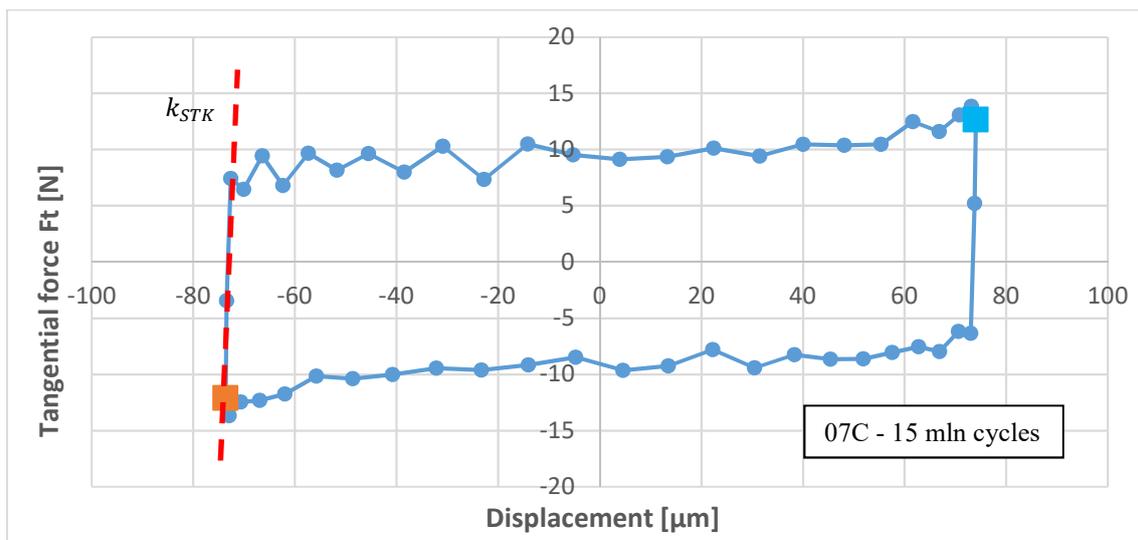


Figura 5-17: Ciclo di isteresi della coppia 1718 - 07C a 15 mln cicli di usura, frequenza 100 Hz, temperatura 21°C, displacement 150 μm

Identificati i punti di inversione è possibile spezzare il ciclo di isteresi in due semicicli²⁷, in modo da definire i parametri di contatto relativi ai due semicicli e attribuirli al ciclo totale attraverso il valor medio. I due semicicli sono stati traslocati su un unico piano di riferimento per effettuare il confronto grafico, in cui è evidente come l'andamento risulta essere conforme.

Il coefficiente d'attrito fisico, per definizione può essere calcolato dal rapporto tra la forza tangenziale e la forza normale di schiacciamento:

$$\mu = \frac{F_T}{F_N} \quad (5-12)$$

L'area del ciclo di isteresi può essere definita come l'integrale

$$A = \oint Ft \cdot du \quad (5-13)$$

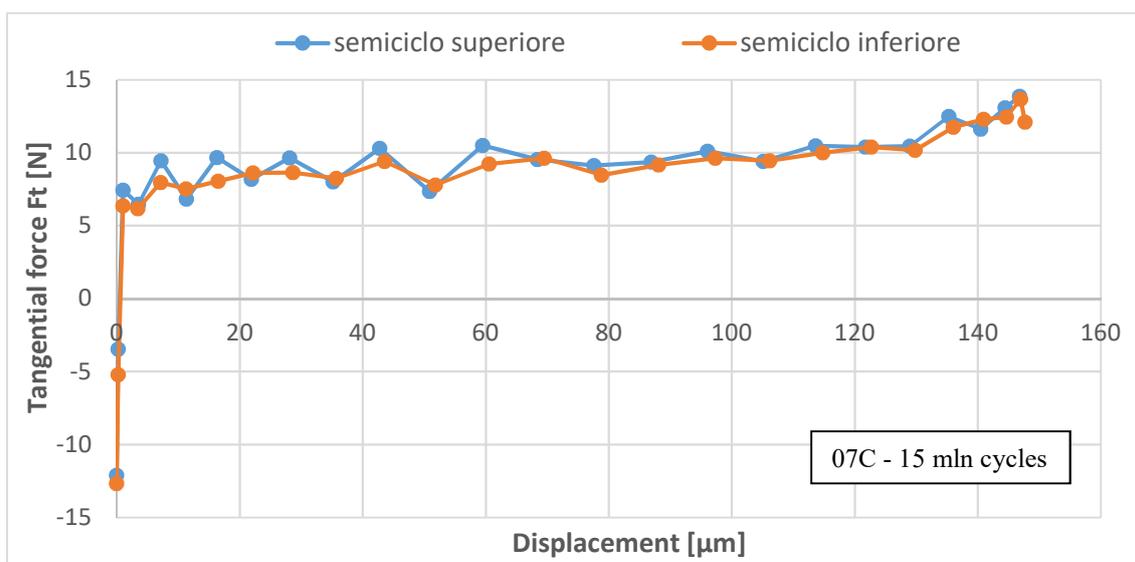


Figura 5-18: Suddivisione del ciclo di isteresi in due semicicli della coppia 07C a 15mln cicli di usura

²⁷ Semiciclo superiore e semiciclo inferiore

Dalla (5-13) si può esprimere la forza tangenziale F_T come la derivata dell'area rispetto allo spostamento infinitesimo du

$$F_T = \frac{dA}{du} \quad (5-14)$$

Sostituendo la (5-14) nella (5-12) si ottiene:

$$\mu = \frac{dA}{du} \frac{1}{F_N} \quad (5-15)$$

Il rapporto dA/du è la pendenza delle rette riportate in Figura 5-19 e Figura 5-20.

L'equazione (5-15) è una buona approssimazione del coefficiente d'attrito, a condizione che il rapporto di area sia preso al di sopra di un'area minima, in modo da rendere stazionaria la variazione di energia. L'area minima funziona come un filtro e taglia la porzione della fase microslip, in cui vi sono ancora delle regioni di adesione tra le superfici di contatto, e la forza tangenziale non è stata completamente sviluppata al suo valore massimo.

A tale scopo è stata scelta un'area minima di 500.

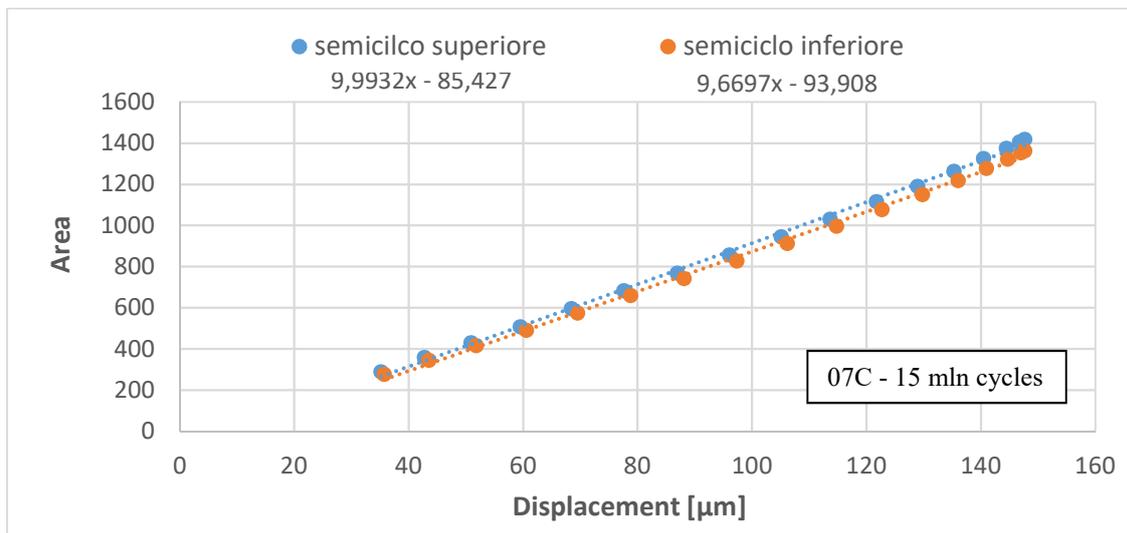


Figura 5-19: Variazione dell'area in funzione dello spostamento del semiciclo superiore ed inferiore della coppia 07C

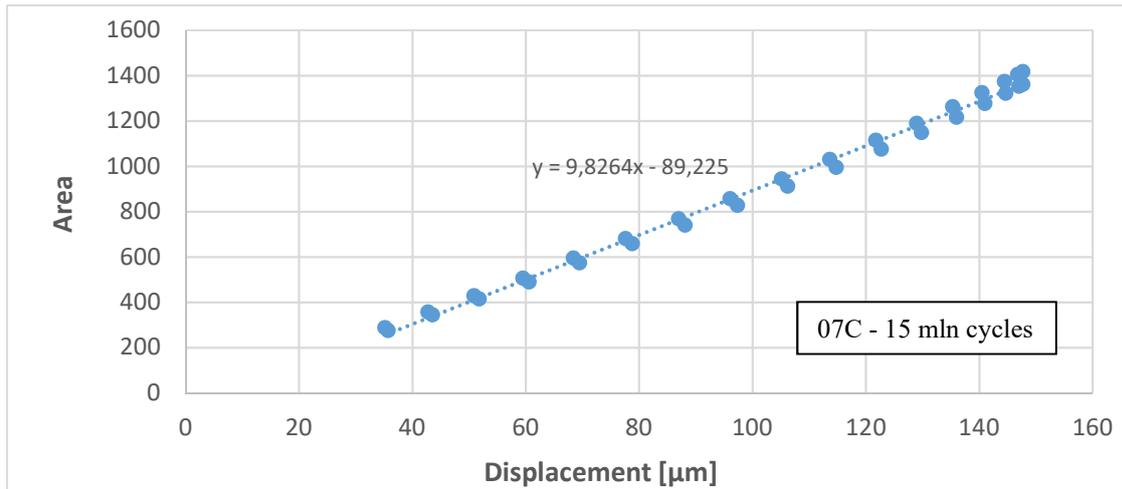


Figura 5-20: Variazione dell'area rispetto dello spostamento, considerando l'insieme di punti dei due semicicli per la coppia 07C

Tabella 5-9: Valori del coefficiente d'attrito fisico della coppia 07C a 15 mln cicli di usura, del semiciclo superiore, inferiore, e considerando i valori di entrambi i semicicli

	dA/dx	μ
<i>sup</i>	9.99	0.83
<i>inf</i>	9.67	0.81
<i>media*</i>	9.83	0.82

Il valore del coefficiente d'attrito di *media** non è ottenuto mediante la media dei valori relativi al semiciclo superiore ed inferiore, ma tracciando la linea di regressione dell'insieme dei punti dei due semicicli. Il coefficiente d'attrito equivalente è stato ricavato attraverso l'equazione (3-10), in cui i parametri misurati sono riportati in Tabella 5-10.

Tabella 5-10: Valori del coefficiente d'attrito equivalente della coppia 07C a 15 mln cicli di usura

Area	F_N [N]	Δu [μm]	μ_{eq}
2779	12	147.68	0.784

Come accennato precedentemente, il coefficiente d'attrito equivalente risulta essere leggermente più piccolo rispetto al coefficiente d'attrito fisico, questo perché il calcolo dell'area del ciclo di isteresi viene eseguita tramite il metodo dei trapezi, pertanto si

commette un piccolo errore dovuto all'approssimazione. È possibile prendere confidenza della differenza dei due valori facendo riferimento alla Figura 5-21, in cui si sono calcolate le forze tangenziali medie moltiplicando il coefficiente d'attrito per il carico normale. La differenza dei valori dipende da una discrepanza dell'ordine di qualche decimo del coefficiente d'attrito. I due coefficienti sono pertanto identici, l'unica differenza è che uno conserva l'aspetto forza, mentre l'altro conserva l'aspetto energetico.

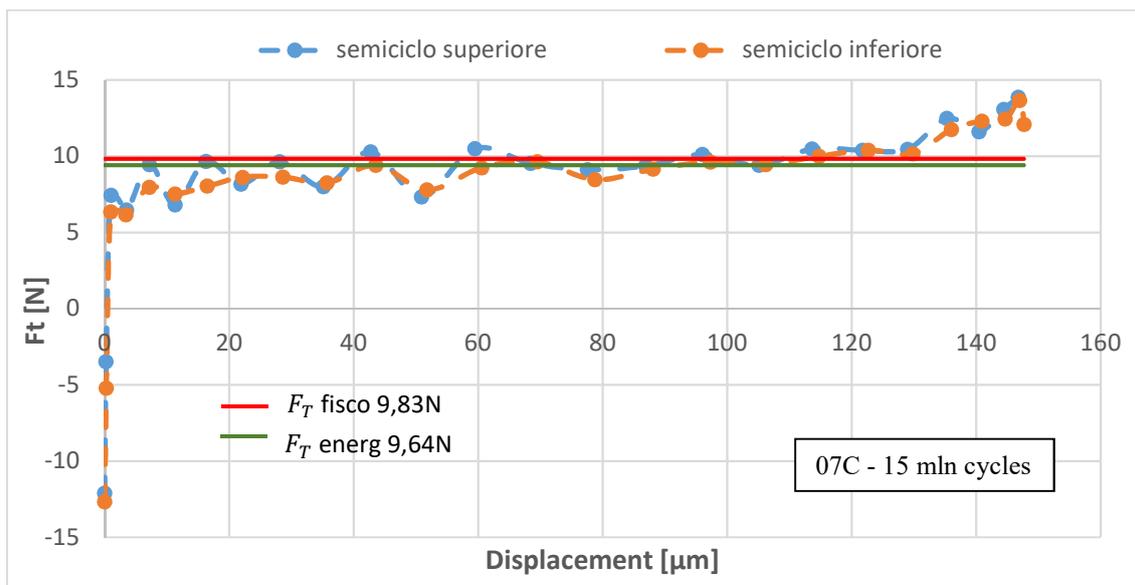


Figura 5-21: Confronto delle forze tangenziali ricavate dai coefficienti d'attrito fisico ed equivalente

Per quanto riguarda la rigidità di contatto, essa è rappresentata dalla pendenza della retta k_{STK} la quale definisce la rigidità di contatto durante la fase stick (linea rossa Figura 5-17). Le rette k_{STK} del semiciclo superiore e inferiore sono state ottenute tracciando la linea di regressione passante per i primi due punti dei semicicli di Figura 5-18. Da un punto di vista generale, è evidente che la rigidità di contatto è più aleatoria rispetto al coefficiente d'attrito, infatti ha una deviazione standard maggiore, inoltre, rappresentando l'andamento in funzione dei cicli di usura, si possono notare come vi siano dei picchi più alti rispetto a quello che dovrebbe essere l'andamento medio (Figura 5-22, Figura 5-23 e Figura 5-24). A causa del fretting si formano delle particelle di usura, e lo strumento di misura può rilevare un momentaneo aumento della rigidità di contatto, ma questo essendo un fenomeno locale e casuale, non è rappresentativo come valor medio del solco

di usura, pertanto è stata eseguita una rielaborazione dei dati in cui si sono filtrati i valori di rigidità di contatto ed eliminati quelli incoerenti.

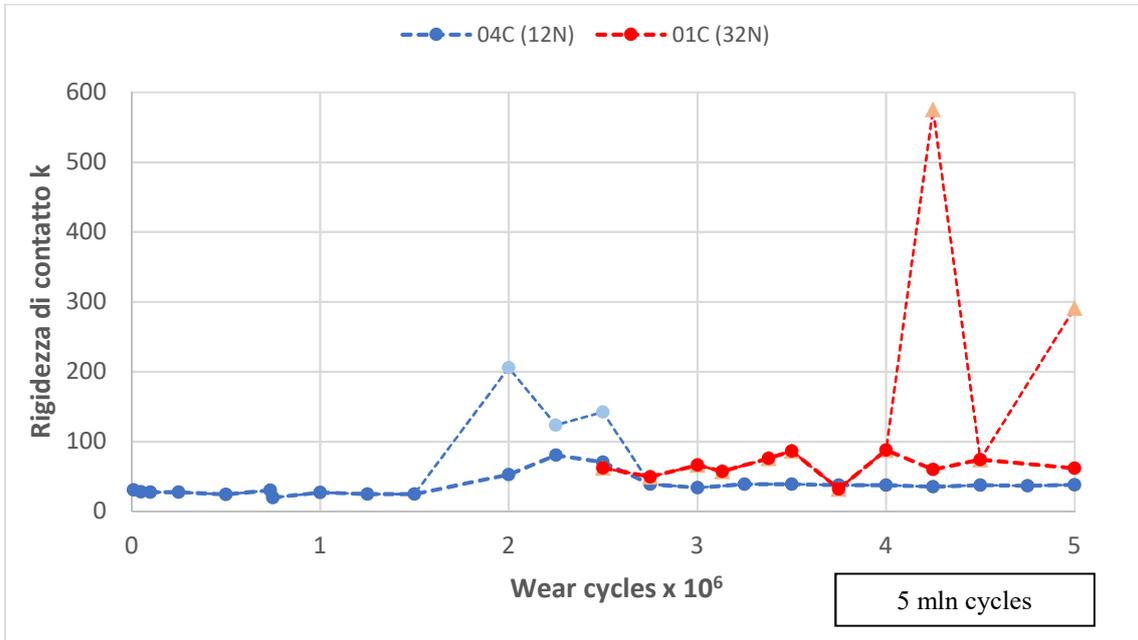


Figura 5-22: Andamento della rigidità di contatto della coppia 04C e 01C a 5 mln cicli di usura

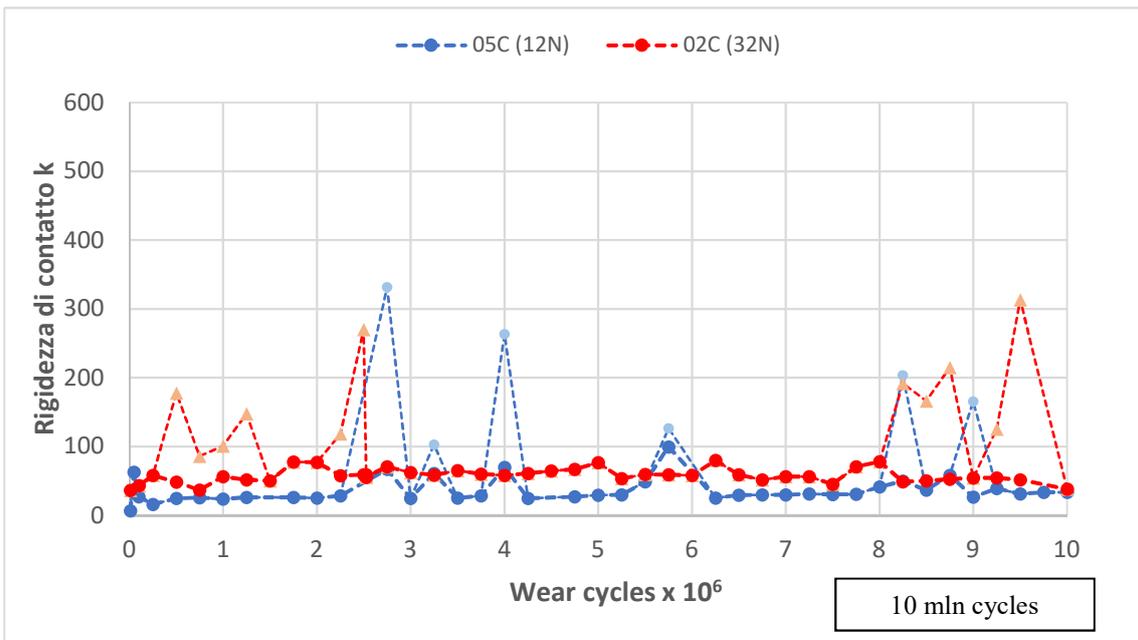


Figura 5-23: Andamento della rigidità di contatto della coppia 05C e 02C a 10 mln cicli di usura

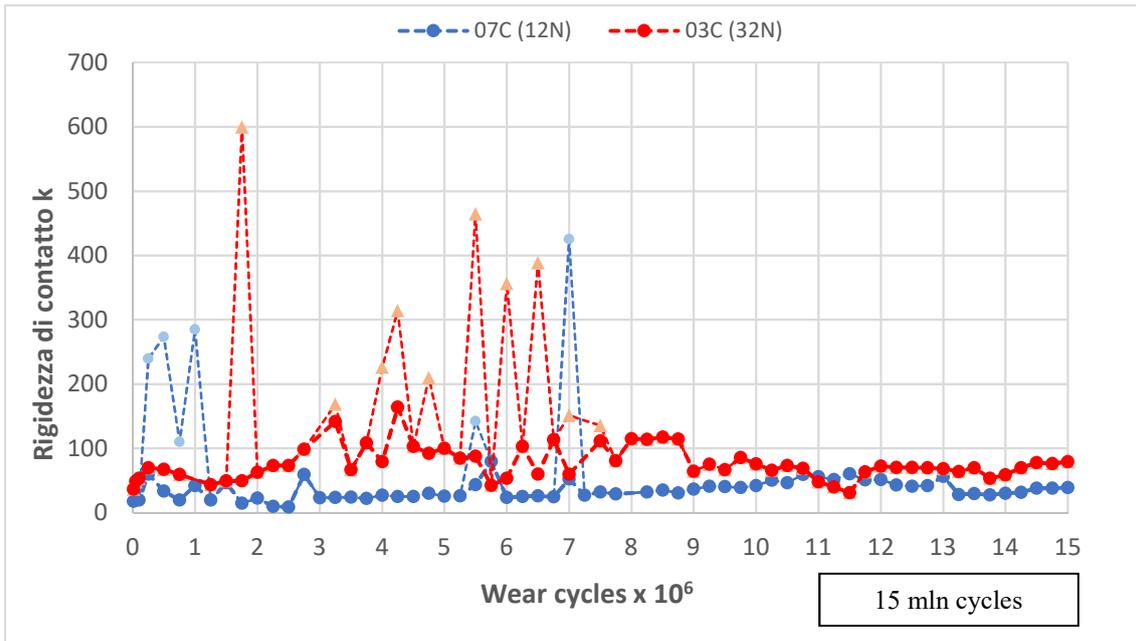


Figura 5-24: Andamento della rigidezza di contatto della coppia 07C e 03C a 15 mln cicli di usura

I risultati ottenuti per la coppia 07C a 15 milioni cicli di usura sono riportati nella tabella seguente:

Tabella 5-11: Rigidezza di contatto del tratto di scorrimento stick della coppia 07C a 15 mln cicli di usura

	Rigidezza di contatto
<i>sup</i>	38.8
<i>inf</i>	29.7
<i>media*</i>	33.3

5.1.4.1 Elaborazione dei valori mediante Matlab

Ciascun valore del coefficiente d'attrito è un valore medio di diversi anelli di isteresi sequenziali (39 semicicli a 100 Hz), processati attraverso il file matlab *SEPI.3*, il quale riceve in input i valori ottenuti dal banco prova attraverso file *.txt*, e calcola il coefficiente d'attrito e le pendenze delle rette nelle fasi stick e macroslip, le quali rappresentano la rigidità di contatto. Si è visto come i cicli di isteresi risultano assumere un andamento piuttosto conforme con quello teorico, ma vi sono comunque delle oscillazioni non lineari della forza tangenziale, pertanto è necessario approssimare il ciclo di isteresi utilizzando una curva bi-lineare sovrapposta al ciclo.

La curva Bi-lineare è determinata con una procedura di interpolazione ottimale che riduce al minimo l'errore tra la forza tangenziale misurata e simulata. Nella figura seguente è mostrato come il software esegua l'interpolazione dei punti del semiciclo superiore del ciclo di isteresi della coppia 07C a 15 milioni di cicli. La curva verde è la prima curva di tentativo che viene elaborata, mentre la curva blu è l'interpolazione a convergenza.

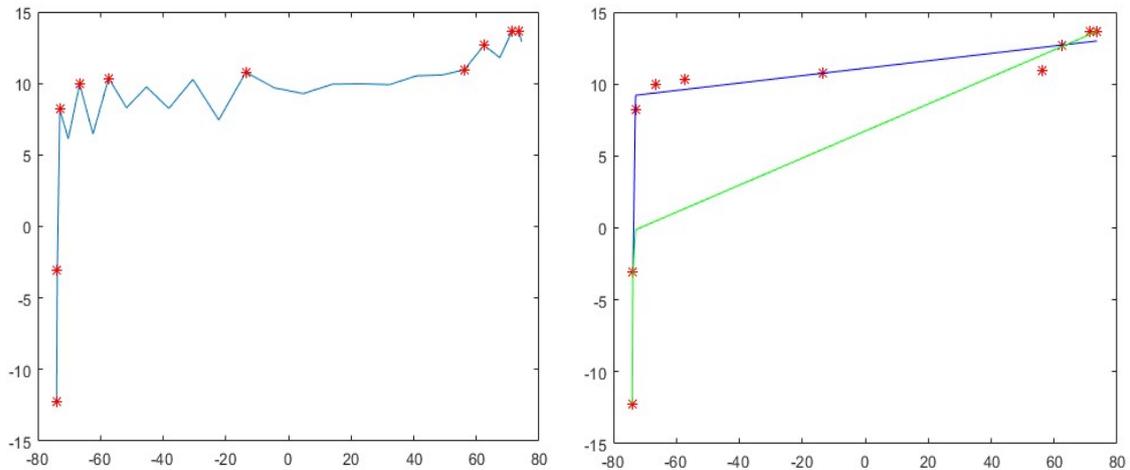


Figura 5-25: Tracciamento della curva bilineare per l'interpolazione dei valori del ciclo di isteresi

5.1.4.2 Analisi dei risultati

In questo paragrafo viene effettuata l'analisi post-processing, dunque si vanno ad analizzare i coefficienti d'attrito e le rigidzze di contatto ottenute dall'analisi dei dati con matlab. Inoltre, verranno effettuati dei confronti con i dati sperimentali descritti in [18], in cui vengono trattate coppie di provini in lega CMSX-4, di geometria uguale a quella in analisi con coating T-800.

In Figura 5-26 è riportato l'andamento del coefficiente d'attrito in funzione dei cicli di usura. Quello che si evince dal grafico e dalla Tabella 5-12, è che il coefficiente d'attrito non risulta essere funzione del carico applicato, infatti, anche se il carico di schiacciamento viene ridotto di quasi un terzo, il μ medio risulta essere sempre compreso tra 0.73 e 0.80. Questo risultato è conforme con [15], in cui viene illustrato la generica variazione del coefficiente d'attrito valida per superfici asciutte²⁸, scorrimento tra superfici metalliche ad alto carico e ad alto numero di cicli.

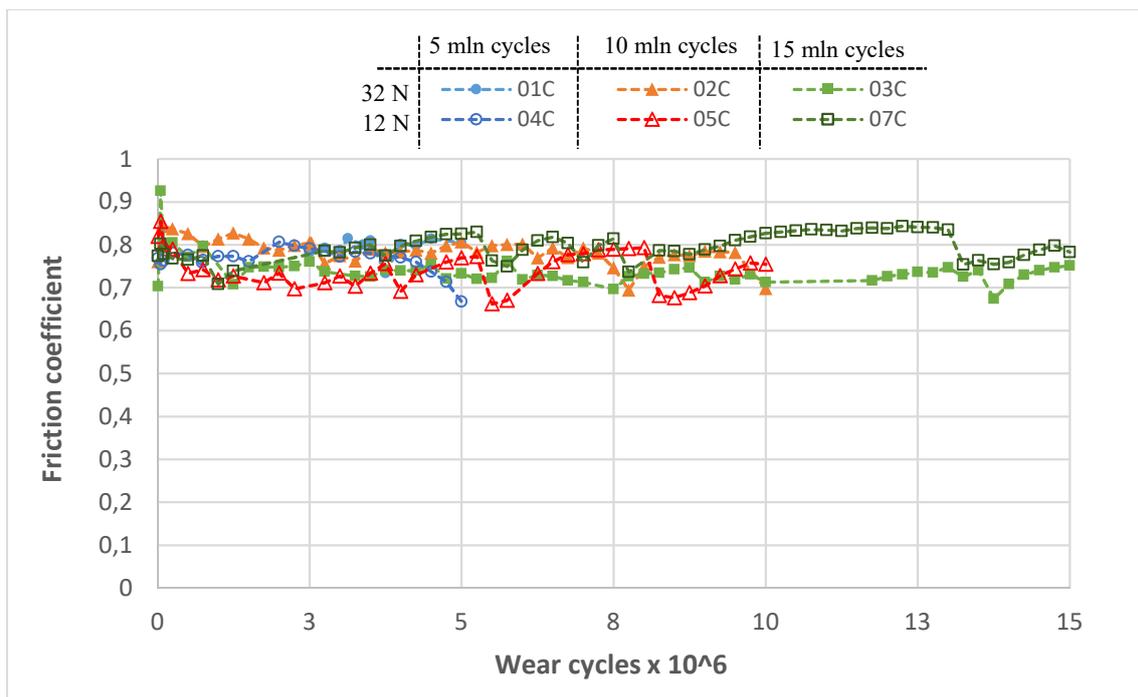


Figura 5-26: Variazione del coefficiente d'attrito in funzione dei cicli di usura

²⁸ Non viene applicato una sostanza lubrificante

Infine, i valori medi sono riportati in Figura 5-27.

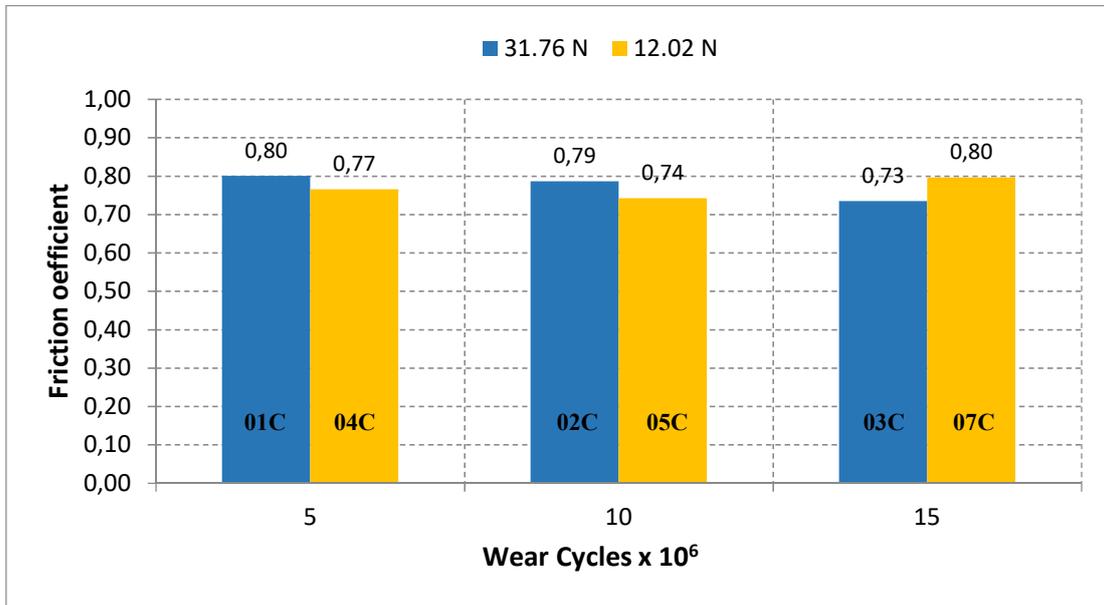


Figura 5-27: Valori medi del coefficiente d'attrito

Tabella 5-12: Valori medi del coefficiente d'attrito con attinente deviazione standard

#	Normal Load	Wear Cycles x 10 ⁶	μ_{mean}	deviazione standard
01C	31.76	5	0.80	0.011
02C	31.76	10	0.78	0.029
03C	31.76	15	0.74	0.023
04C	12.02	5	0.77	0.029
05C	12.02	10	0.74	0.044
07C	12.02	15	0.80	0.152

	<i>media</i>	<i>dev. st</i>
32N	0.77	0.037
12N	0.77	0.042

Per quanto riguarda la rigidità di contatto, calcolata dalle pendenze della fase stick del ciclo di isteresi, si riscontra una variazione tra i valori misurati con carico normale

32N e 12N, in particolare modo si sono registrati dei valori mediamente più alti (quasi doppi) per i provini sottoposti a carico maggiore.

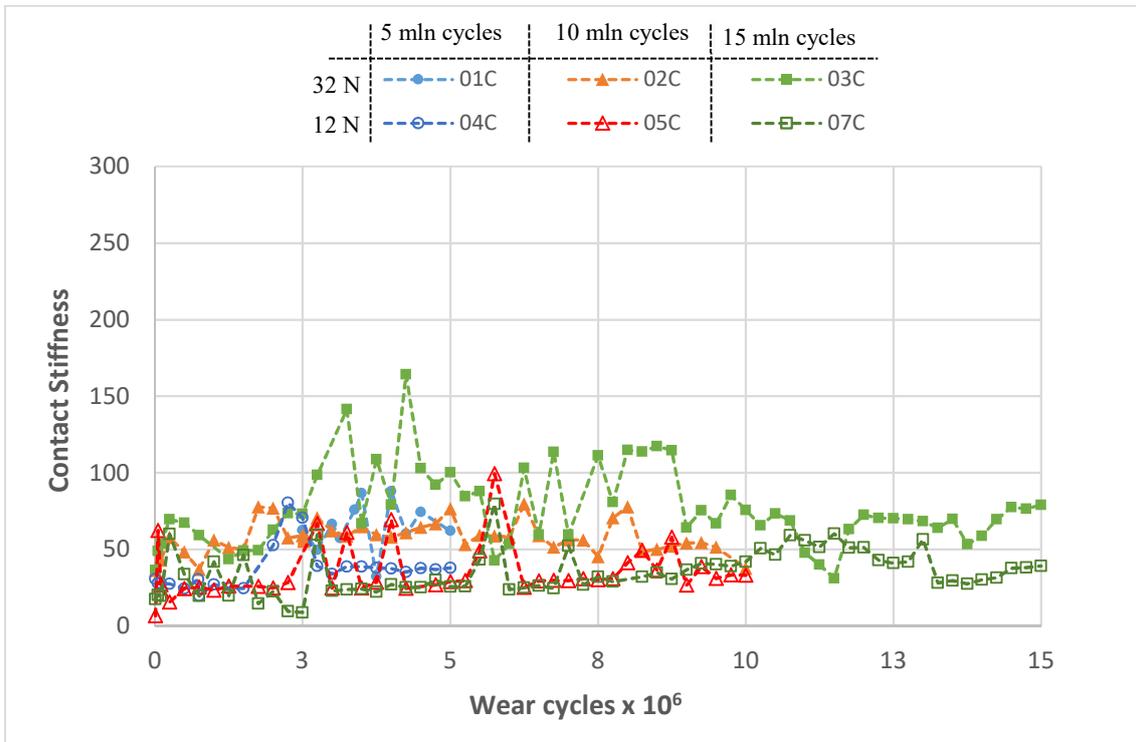


Figura 5-28: Andamento della rigidezza di contatto in funzione dei cicli di usura.

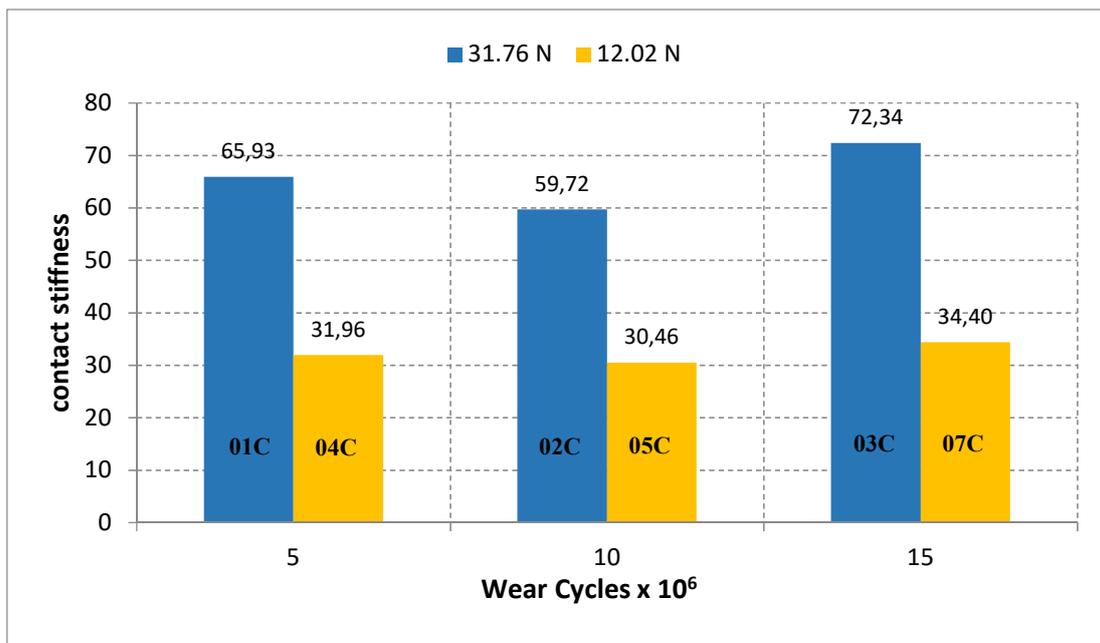


Figura 5-29: Valori medi di rigidezza di contatto

Tabella 5-13: Valori medi della rigidezza di contatto con attinente deviazione standard

#	<i>Normal Load</i>	<i>Wear Cycles</i> x 10 ⁶	<i>k_{mean}</i>	<i>deviazione standard</i>
01C	31.76	5	66	18
02C	31.76	10	60	11
03C	31.76	15	72	21
04C	12.02	5	32	6
05C	12.02	10	31	10
07C	12.02	15	34	14

	<i>media</i>	<i>dev. st</i>
32N	66	18.5
12N	32	12

Sia il coefficiente d'attrito, sia la rigidezza di contatto non presentano variazioni particolare in funzione del numero di cicli di usura, definendo un andamento oscillatorio e non schematico mantenendosi all'interno di una certa fascia di valori.

Effettuando un confronto con i coefficienti d'attrito misurati in [18] relativi al CMSX4, è possibile constatare che il coefficiente d'attrito risulta essere fortemente dipendente dalla temperatura piuttosto che dal carico di schiacciamento normale. Un aumento della temperatura comporta una forte riduzione del coefficiente d'attrito, questo perché con l'aumentare della temperatura il materiale risulta essere più duttile e si riduce la sua capacità di opporsi al moto di scorrimento. È possibile effettuare il confronto con i provini CMSX-01C e CMSX-03C, in quanto anch'essi hanno le superfici di contatto rivestite con T-800, e le misure non sono influenzate dalla tipologia del substrato²⁹. Nello specifico la coppia I718-06C³⁰ e CMSX-01C hanno lo stesso coefficiente d'attrito, e uguale energia dissipata dal fretting test, giustificando la comparazione tra substrati diversi.

²⁹ In un caso Inconel I-718, nell'altro superlega CMSX-4

³⁰ Alcune analisi del provino 06C sono risultate poco attendibili, con cicli di isteresi non conformi

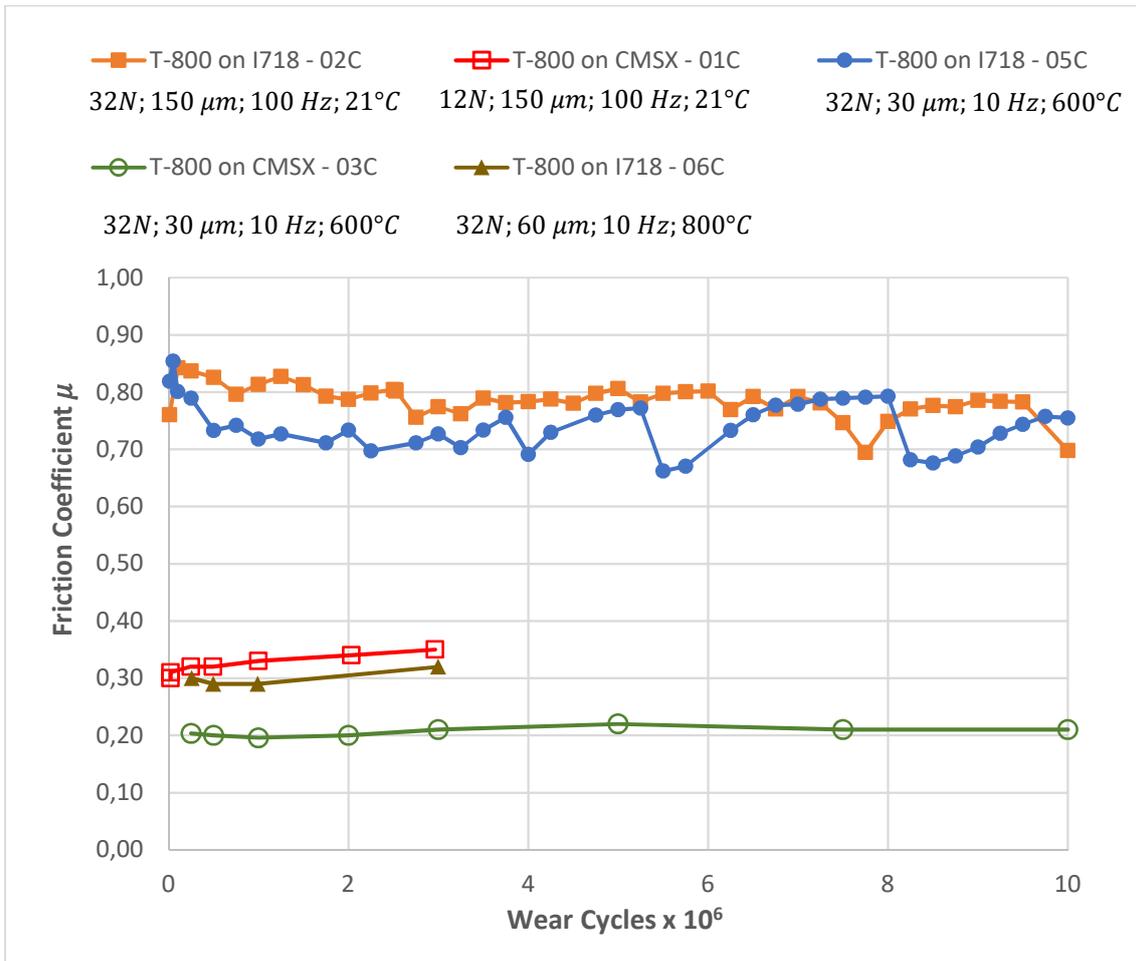


Figura 5-30: Variazione del coefficiente d'attrito

5.1.5 Energia dissipata dal processo di usura

L'area del ciclo di isteresi equivale all'energia dissipata dai cicli di fatica e quindi è valida l'espressione (3-11), in cui si va ad attribuire il valore dell'energia come l'integrale della forza tangenziale per lo scostamento infinitesimo. Riscrivendo la (3-11) esprimendo la forza tangenziale di contatto in funzione della forza normale F_N e del coefficiente d'attrito μ , si ottiene la seguente scrittura:

$$E_L = \mu 2 F_N \Delta u \quad (5-16)$$

Dal contributo di energia dissipata per ogni ciclo di fatica è possibile ottenere l'energia dissipata cumulata, formalmente:

$$E_L^\Sigma = \sum_1^N E_L = \sum_1^N \oint F_u \cdot du \quad (5-17)$$

In cui si è definito

- F_u = forza tangenziale di contatto
- u = spostamento relativo delle superfici di contatto
- N = numero di cicli di usura

Le misurazioni di energia sono state ottenute utilizzando l'equazione (5-16) sui circuiti di isteresi acquisiti durante specifici cicli di usura. Tra due acquisizioni successive l'energia dissipata per ciascun ciclo di usura è stata assunta costante.

Le acquisizioni sono state eseguite ogni $0,25 \times 10^6$ cicli per ciascun livello di usura, con una maggior numero di acquisizioni all'inizio del processo. L'energia cumulativa dissipata durante tutte le prove è illustrata nella Figura 5-32. Si osservi come esiste una relazione lineare sotto condizione di basse pressioni. Sperimentalmente si nota inoltre come cambiando il materiale della coppia di materiali, l'andamento rimane lineare mentre cambia l'angolazione della retta. Conoscendo quindi le condizioni di carico è possibile stimare l'energia dissipata e in funzione di un coefficiente d'usura stimare a priori quella che sarà l'usura del particolare. Dal grafico riportato è evidente come la differenza di carico normale applicato comporti una variazione di pendenza tra le curve delle coppie 01C, 02C, 03C rispetto alle coppie 04C, 05C e 07C.

In termini energetici, le coppie soggette a carico maggiore sono caratterizzate da una dissipazione di energia maggiore a parità di cicli di usura, in particolar modo si osserva che per un carico approssimativamente 2.66 volte più intenso corrisponde una cumulata di energia dissipata 2.66 volte maggiore³¹. Questo andamento era prevedibile dall'analogia energetica del ciclo di isteresi, in cui si attribuisce all'area tracciata dal ciclo

³¹ Considerazione approssimativa, eseguendo un corretto rapporto dei valori calcolati non si ottiene sempre 2.66 come valore

di isteresi l'energia dissipata dal moto di strisciamento associato. Un'area maggiore corrisponde ad una dissipazione di energia.

Facendo riferimento alla Figura 5-13, il ciclo di isteresi della coppia 01C con carico 32 N circonda un'area³² più ampia rispetto alla coppia 04C, come riportato nella tabella seguente:

Tabella 5-14: Area della coppia 01C e 04C del ciclo di isteresi a 5 mln cicli di usura

	01C	04C
Area	7641	2400

La dissipazione energetica non è direttamente attribuibile al coefficiente d'attrito in quanto esso rimane circa costante per tutte le prove di misura, infatti facendo sempre riferimento alla Figura 5-13, modificare il carico comporta solo una variazione dell'ampiezza verticale del ciclo di isteresi, ma effettuando il rapporto tra la forza tangenziale e la forza normale secondo la (5-12), per ogni punto il rapporto è circa uguale.

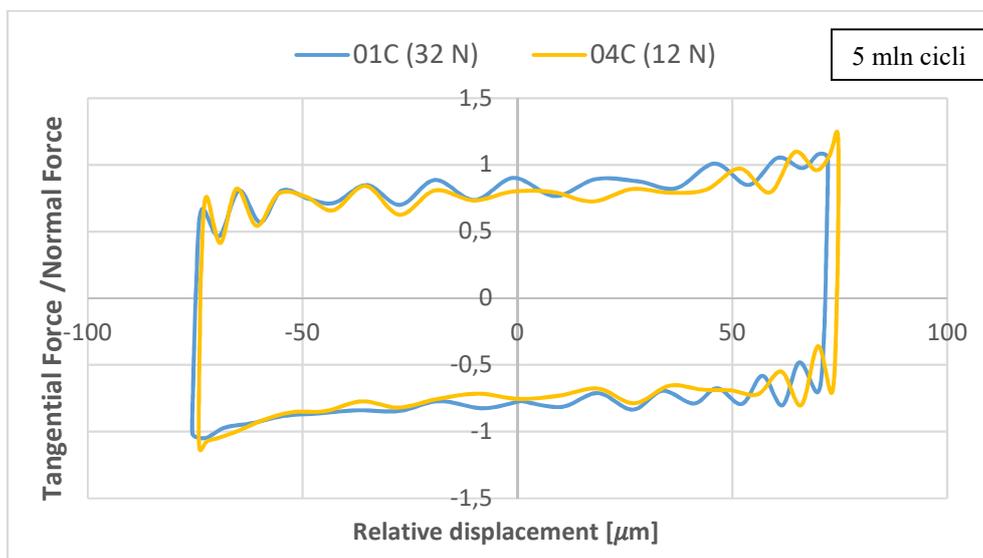


Figura 5-31: Rapporto della forza tangenziale con la forza normale di schiacciamento delle coppie 01C e 04C

³² Le aree sono state calcolate con il metodo dei trapezi

La curva della coppia 03C è caratterizzata da una pendenza leggermente inferiore rispetto a quella delle coppie 01C e 02C.

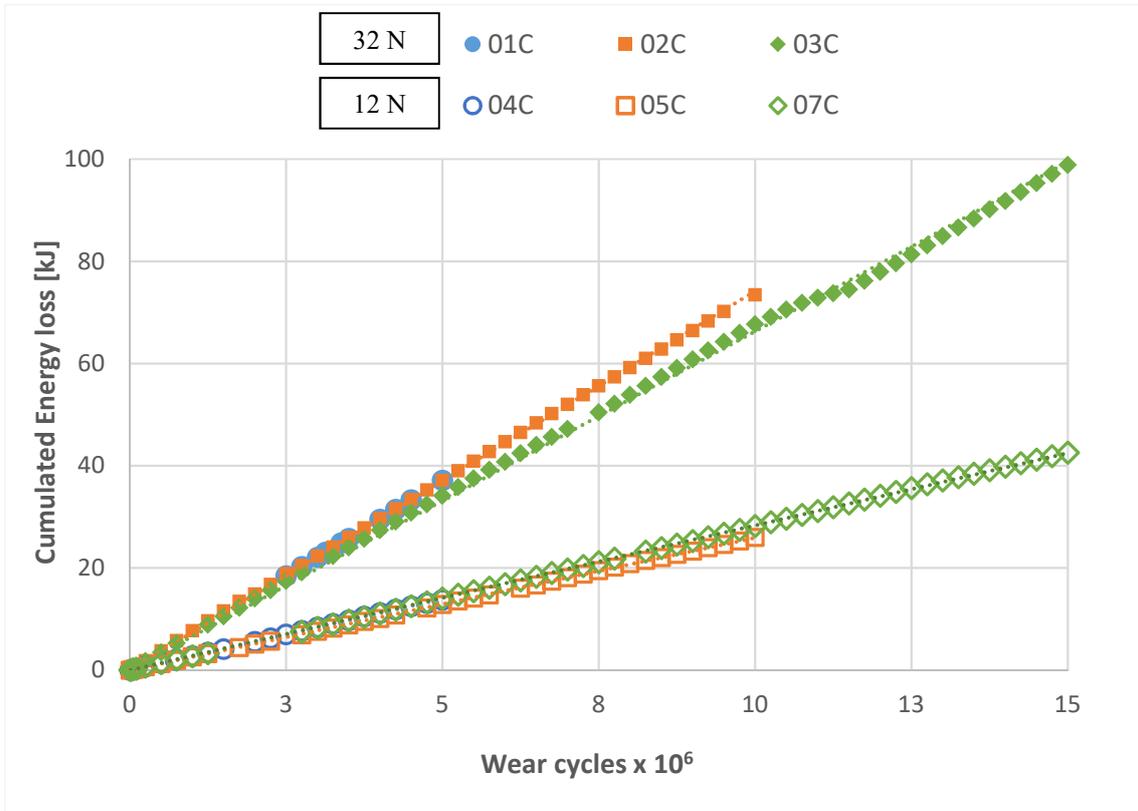


Figura 5-32: Energia cumulata in funzione del numero di cicli di usura dei provini in Inconel 718 con coating protettivo T-800

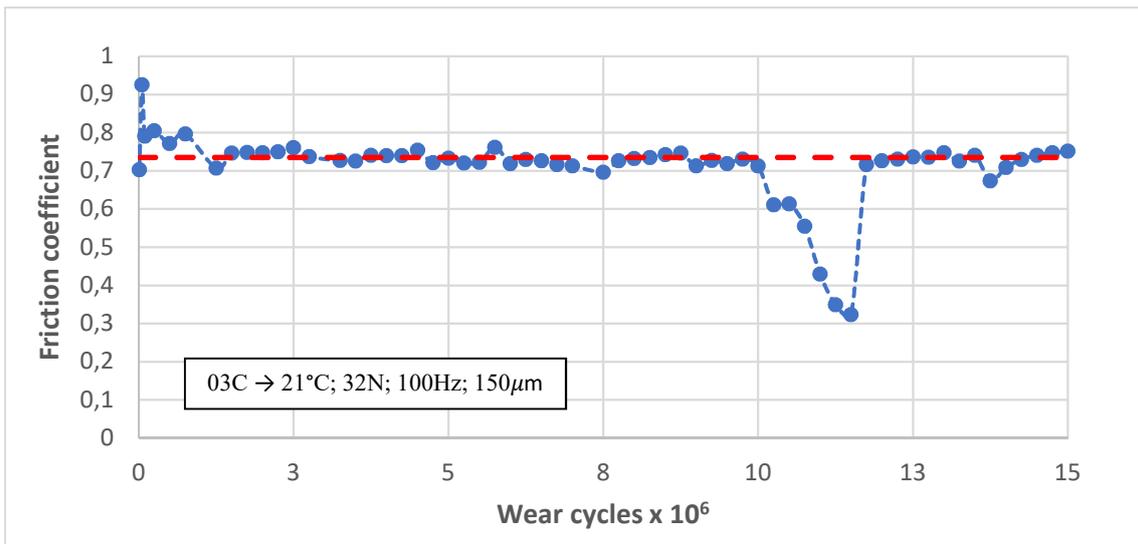


Figura 5-33: Andamento del coefficiente d'attrito della coppia 03C

Le particelle deteriorate si depositano all'interno del solco di usura, e comportano una riduzione del coefficiente d'attrito, inoltre reggono il carico di schiacciamento e facilitano lo scorrimento tra le due superfici di contatto. Contemporaneamente, provocano il distacco di particelle per usura abrasiva^{3.1.1}. A causa dell'intenso picco negativo del coefficiente d'attrito misurato durante le prove fretting test eseguite a 10×10^6 e 12×10^6 cicli di usura Figura 5-33, la coppia 03C mostra un andamento di energia cumulata³³ leggermente inferiore a quello lineare. La coppia 07C presenta lo stesso effetto da 1.25×10^6 e 2.75×10^6 . Non potendo confrontare direttamente l'influenza della temperatura sulla dissipazione energetica in quanto non sono state eseguite prove sperimentali in funzione della temperatura, si effettua un confronto con i provini in CMSX in quanto anch'essi ricoperti del medesimo materiale antiusura. L'aumentare della temperatura comporta una riduzione dell'energia dissipata, pertanto la condizione più onerosa per la vita a fatica da fretting del provino è a temperatura ambiente a carichi maggiori.

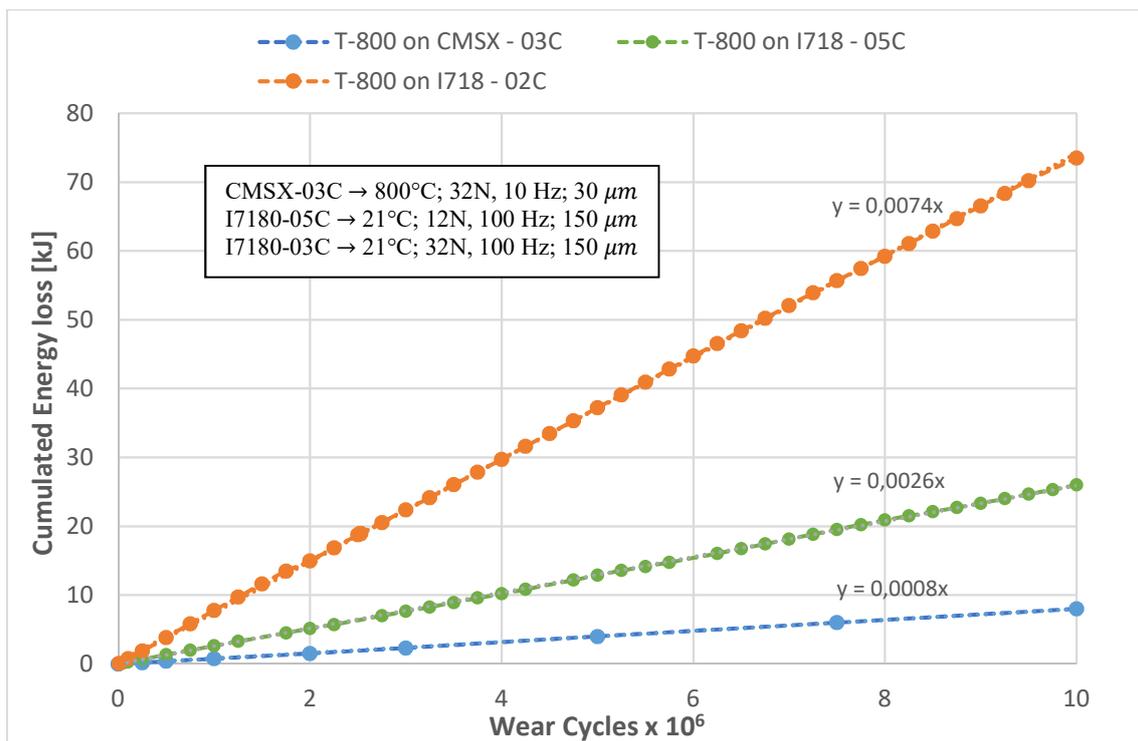


Figura 5-34: Confronto energia persa cumulata tra i provini in Inconel 718 e in superlega CMSX4

³³ L'energia cumulata dipende fortemente dal coefficiente d'attrito e dall'ampiezza di scorrimento

L'energia dissipata consente di mettere in diretto confronto condizioni di usura differenti, in quanto tutti i parametri di carico³⁴ si riconducono alla sola capacità del sistema di generare una dissipazione di energia.

L'approccio di tipo energetico infatti beneficia di numerosi vantaggi per la previsione dell'usura:

- ❖ Il coefficiente di usura determinato rimane indipendente dall'ampiezza di scorrimento, dallo sforzo normale o dalla frequenza; una volta determinato quindi può essere riutilizzato anche qualora cambiasse il tipo di regime di scorrimento;
- ❖ Non è più necessario conoscere lo scorrimento locale nella zona di contatto;
- ❖ Partendo solo dalla storia temporale di attrito e scorrimento si può misurare la velocità di usura per fretting.

Questo ci consente di mettere in diretto confronto condizioni di usura differenti e studiare le leggi che governano i processi di fretting fatigue.

Sfruttando la proprietà di linearità, è possibile correlare l'usura volumetrica lungo l'asse del componente sottoposto a fretting, definendo il coefficiente energetico dell'usura volumetrica α_v , corrispondente alla pendenza della retta:

$$W_v = \alpha E_L^\Sigma \quad (5-18)$$

Ricordando la (5-17) e sostituendo:

$$W_v = \alpha \sum_1^N \oint F_u \cdot du \quad (5-19)$$

Nel caso in analisi Figura 5-35, i volumi consumati dall'usura in funzione dell'energia dissipata sono interpolabili con una retta³⁵, questo significa che in buona approssimazione, indipendentemente dal carico normale, a parità delle altre condizioni di fretting, è

³⁴ Frequenza, carico normale di schiacciamento, temperatura, spostamento relativo

³⁵ Condizione valida fino a 75 kJ di energia cumulata

possibile associare un valore di usura per un certo valore di energia cumulata e viceversa. Quando l'energia cumulata è maggiore di 75 kJ, si ha la transizione da un tasso d'usura costante a un'usura con pendenza maggiore.

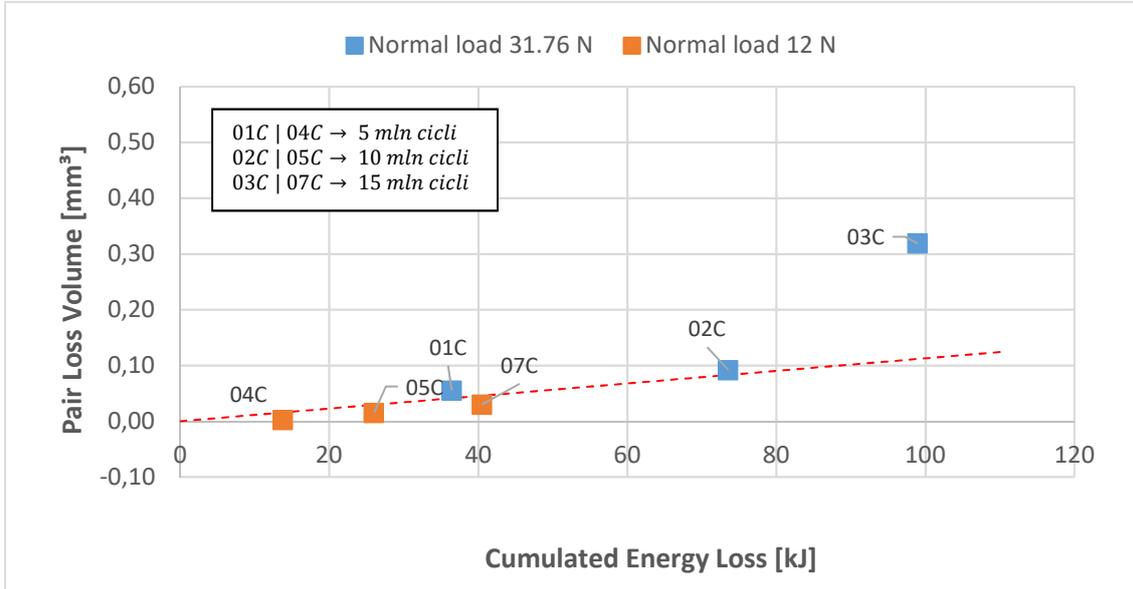


Figura 5-35: Confronto del volume di usura con l'energia dissipata dal fretting su provini I-718 rivestiti con T-800

5.2 Confronto con Renè-77

Il Renè – 77 Appartiene alla Famiglia delle super-leghe, a base di Ni (o Fe – Ni), resistenti al calore e alla corrosione. Questa tipologia di super-leghe³⁶ devono contenere più del 45 % di Ni, molto usato per le pale di turbine e dischi di motori di aerei. Le geometrie di contatto sono medesime a quelle dei provini in Inconel I-718, e per i provini 01R – 02R – 03R vengono utilizzate le condizioni di fretting delle coppie 01C – 02C e 03C, quindi ad elevata ampiezza con carico normale 32N.

³⁶ Heat and corrosion resistant nickel alloys

Tabella 5-15: Parametri di carico del Renè-77

TEST ID	Normal Load [N]	du [μm]	T [$^{\circ}\text{C}$]	F [Hz]	Wear Cycles x 10^6	Pair Loss Volume [mm^3]	μ mean
Renè / 01R	32	150	21	100	5	36.921	0.798
Renè / 02R	32	150	21	100	10	75.721	0.802
Renè / 03R	32	150	21	100	15	104.146	0.743
Renè / 04R	32	150	600	100	5	9.836	0.209
Renè / 05R	32	150	600	100	10	19.470	0.206
Renè / 06R	32	150	600	100	15	22.823	0.160

Di particolare interesse sarà quindi il confronto tra le prime tre coppie dei provini in Inconel e in Renè-77. Questo ci permetterà di verificare l'importanza delle caratteristiche fisico-chimiche del materiale nel fretting. Per esempio, un immediato confronto è rivolto al coefficiente d'attrito medio, il quale risulta essere pressoché identico oscillando intorno al valore 0.77.

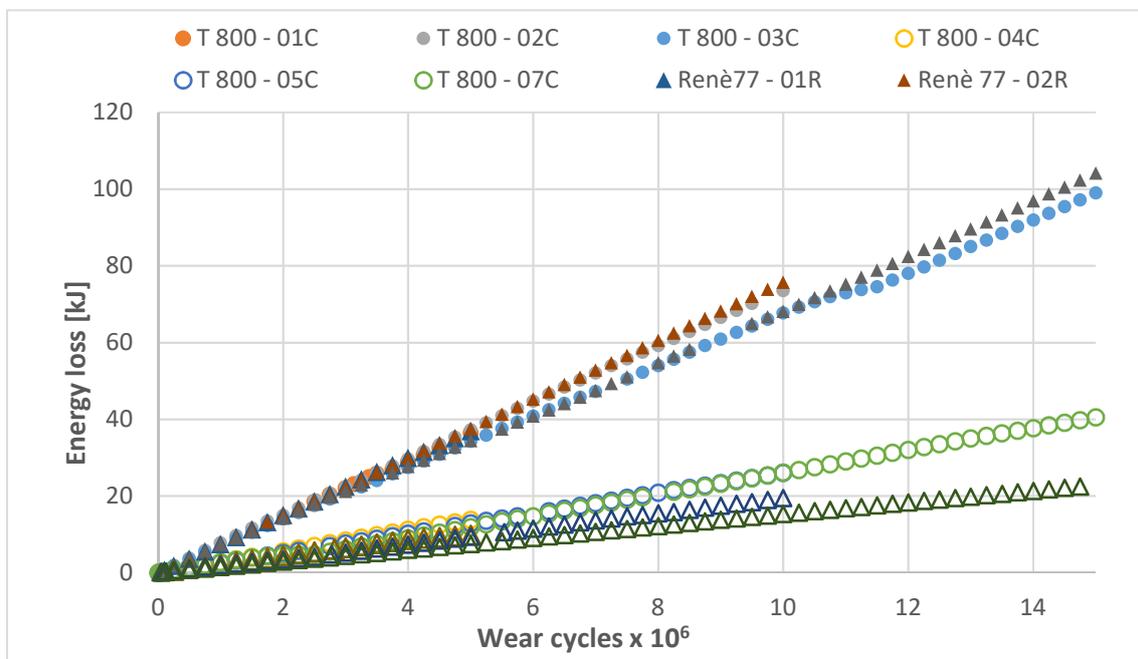


Figura 5-36: Confronto dell'energia accumulata dei provini con T-800 e dei provini in Renè senza coating

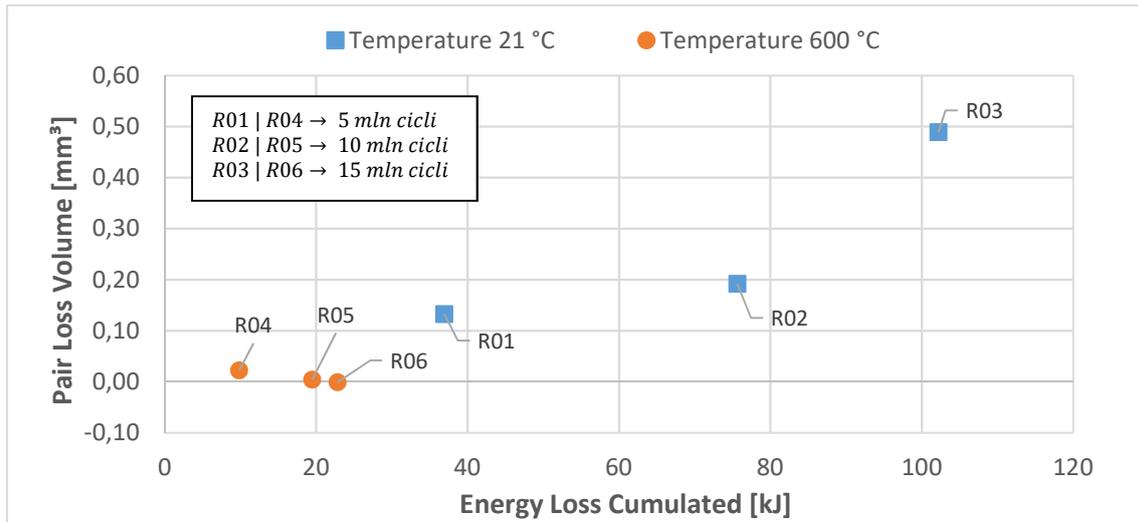


Figura 5-37: Confronto del volume di usura con l'energia dissipata dal fretting su provini Renè-77 senza rivestimento antiusura. Condizioni di carico 32N; 100 Hz; 150 μ m

L'andamento in Figura 5-36 consolida la validità del confronto. Anche in termini energetici, a parità di condizioni di fretting si hanno andamenti coincidenti, mentre a temperature maggiori, corrispondendo un coefficiente d'attrito inferiore, risulta una dissipazione energetica minore rispetto al caso a temperatura ambiente, in quanto l'aumento della temperatura consegue un comportamento ad usura duttile, con una generica riduzione di particelle erose.

Mettendo in relazione l'usura volumetrica con l'energia accumulata, come si poteva dedurre dai risultati precedenti, si riscontra un andamento simile a quello rappresentato in Figura 5-37, in cui riportando i risultati di fretting test a 32N – 100 Hz – 150 μ m del Renè-77, si verifica un considerevole aumento del tasso di usura per le coppie a temperatura ambiente. In entrambi i casi, l'aumento del tasso di usura si verifica quando il sistema ha accumulato un'energia superiore a 75 kJ.

Dal confronto di Figura 5-38 si evince chiaramente il comportamento non lineare dei provini, i quali rispondono a leggi di usura molto simili pur essendo di materiale diverso, ma con condizioni geometriche e di fretting identiche. La curva del Renè è "traslata" verso l'alto in quanto le superfici di contatto, a differenza dei provini in Inconel, non hanno il coating protettivo, il quale gioca un ruolo fondamentale nella riduzione dei volumi di usura.

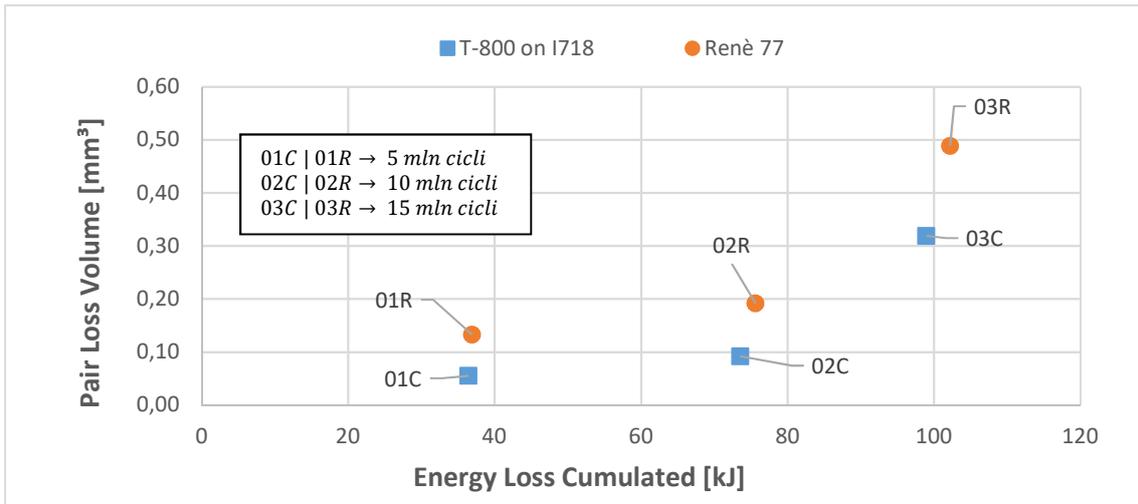


Figura 5-38: Confronto dei valori dei provini in Inconel I718 con film protettivo T-800 e in Renè-77 senza coating

Con la Figura 5-39 si mette in evidenza come il comportamento non lineare sia attribuibile all'usura della superficie sferica, la quale subisce un significativo aumento del tasso di usura per alti cicli di sfregamento, mentre la superficie piana segue un andamento circa costante.

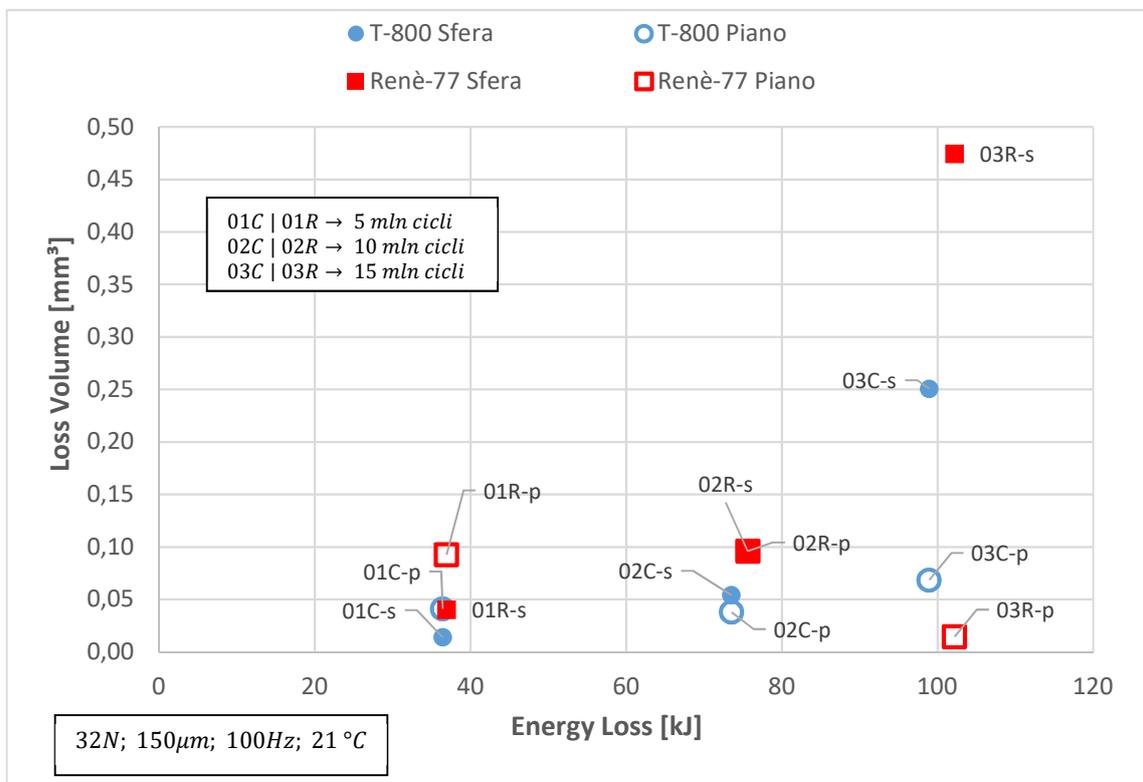


Figura 5-39: Confronto dell'usura volumetrica di superficie sferica e piana del T-800 su I-718 e Renè 77 senza coating

5.3 Analisi EDS del T-800

T-800 è una lega di cobalto-cromo-molibdeno sviluppata da DuPont nei primi anni 1970, in cui Mo e Si sono aggiunti a livelli che superano il loro limite di solubilità al fine di indurre la precipitazione di una fase dura e resistente alla corrosione nota come fase di Laves $\{2\}$ [27]. In particolare, la fase di Laves conferisce un'elevata resistenza all'usura abrasiva e adesiva, ma come conseguenza della natura fragile di queste fasi dure, la lega depositata può presentare una resistenza relativamente bassa alla propagazione della cricca, in particolare nella lavorazione del rivestimento laser in cui le tensioni termiche sono significative [28], e si ha una limitata resistenza all'impatto [29]. Ciò rende difficile ottenere rivestimenti senza crepe su piccoli componenti. Questa fase è molto abbondante nella lega, e avendo un punto di fusione di 1560 °C, consente al T-800 di mantenere le sue proprietà di resistenza all'usura anche a temperature elevate.

La massima resistenza e il modulo di elasticità del Tribaloy sono rispettivamente di 1780 Pa e 242.700 MPa. La composizione chimica in termini massa percentuale è riportata nella tabella seguente:

Tabella 5-16: Composizione chimica del Tribaloy T-800

<i>Co (wt%)</i>	<i>Balance</i>
<i>Cr (wt%)</i>	17.5
<i>Mo (wt%)</i>	28.5
<i>Ni (wt%)</i>	1.5
<i>Fe (wt%)</i>	1.5
<i>Si (wt%)</i>	3.4
<i>C (wt%)</i>	0.08

Con l'analisi EDS si vuole controllare in modo apprezzabile il grado di omogeneizzazione del T-800, sia del provino a superficie sferica, sia del provino a superficie piana, per verificare se in seguito al processo di usura vengano apportati cambiamenti importanti della composizione chimica iniziale della lega. Questo permetterebbe di escludere la possibilità che l'andamento non lineare rappresentato in Figura 5-35 sia dovuto alla completa usura del T-800, con conseguente esposizione del substrato in Inconel I-718.

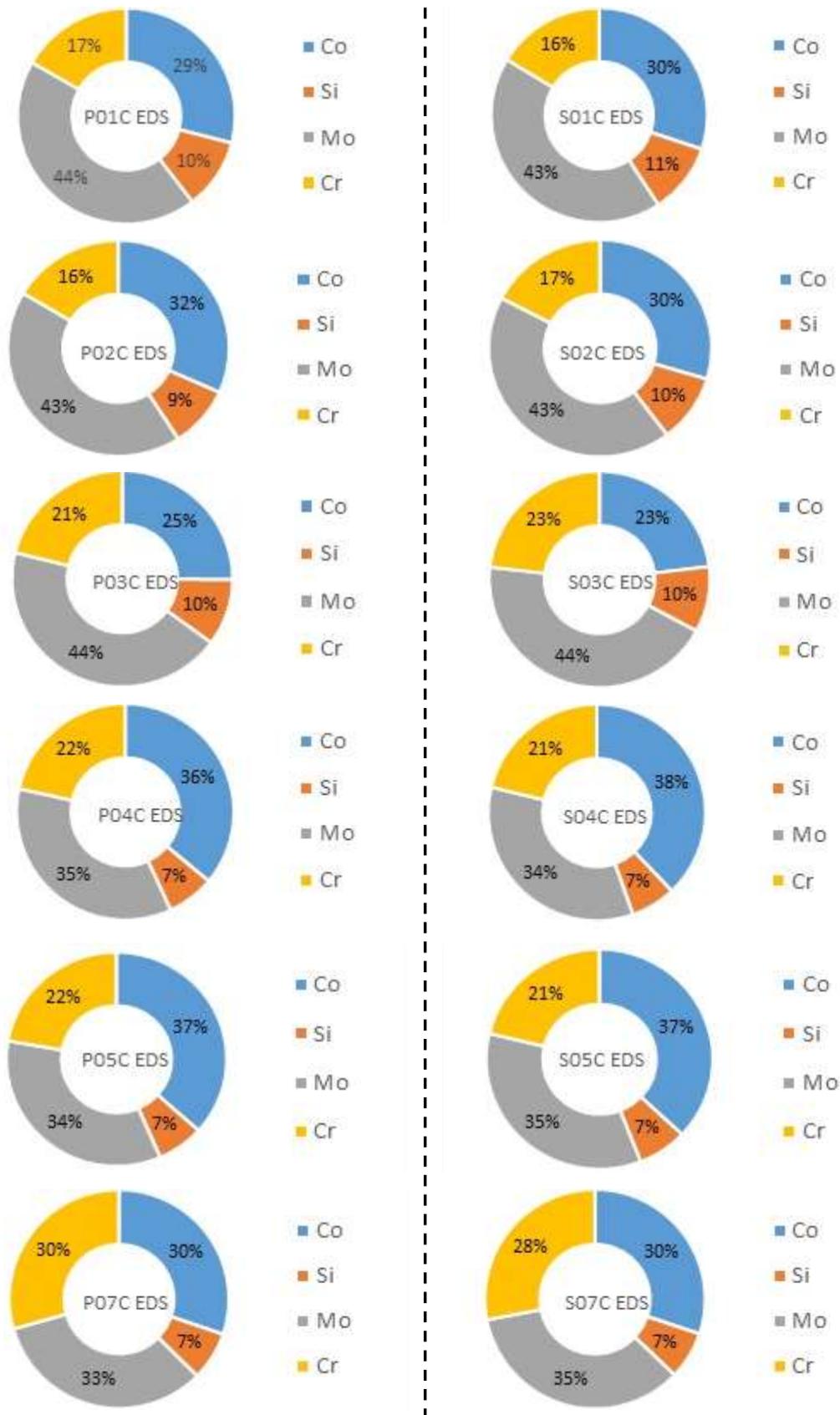


Figura 5-40: Analisi EDS dei provini 01C - 02C - 03C - 04C - 05C - 07C con rivestimento T-800

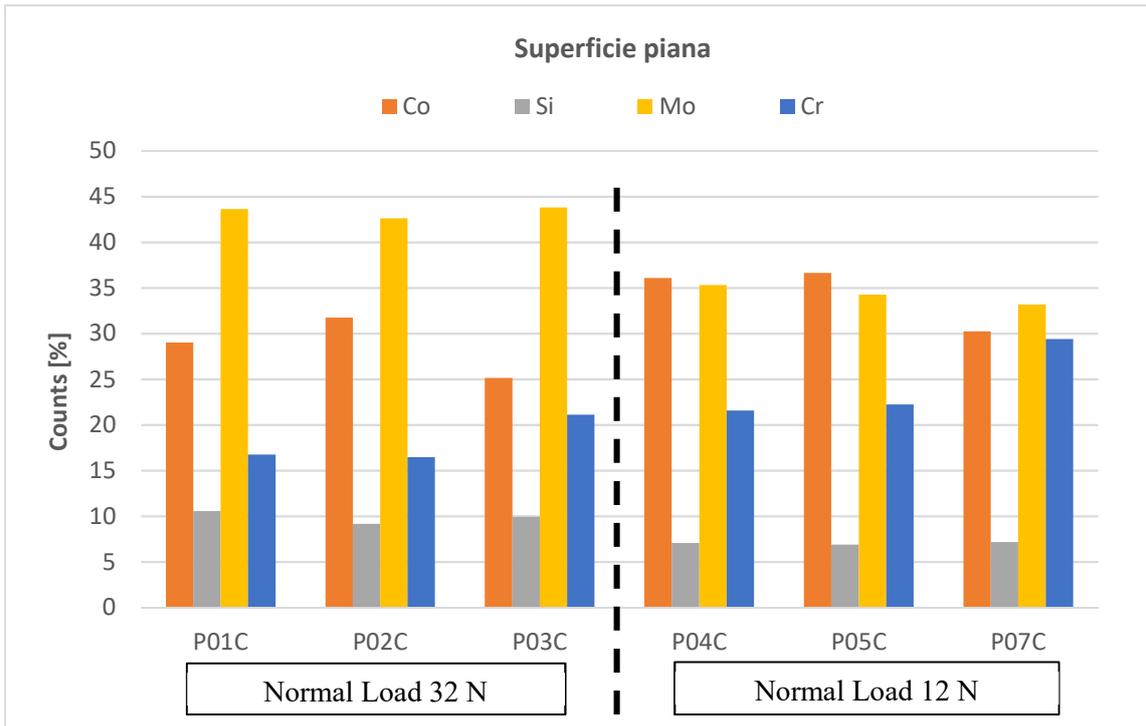


Figura 5-41: Riassunto analisi EDS relativi al provino a superficie piana

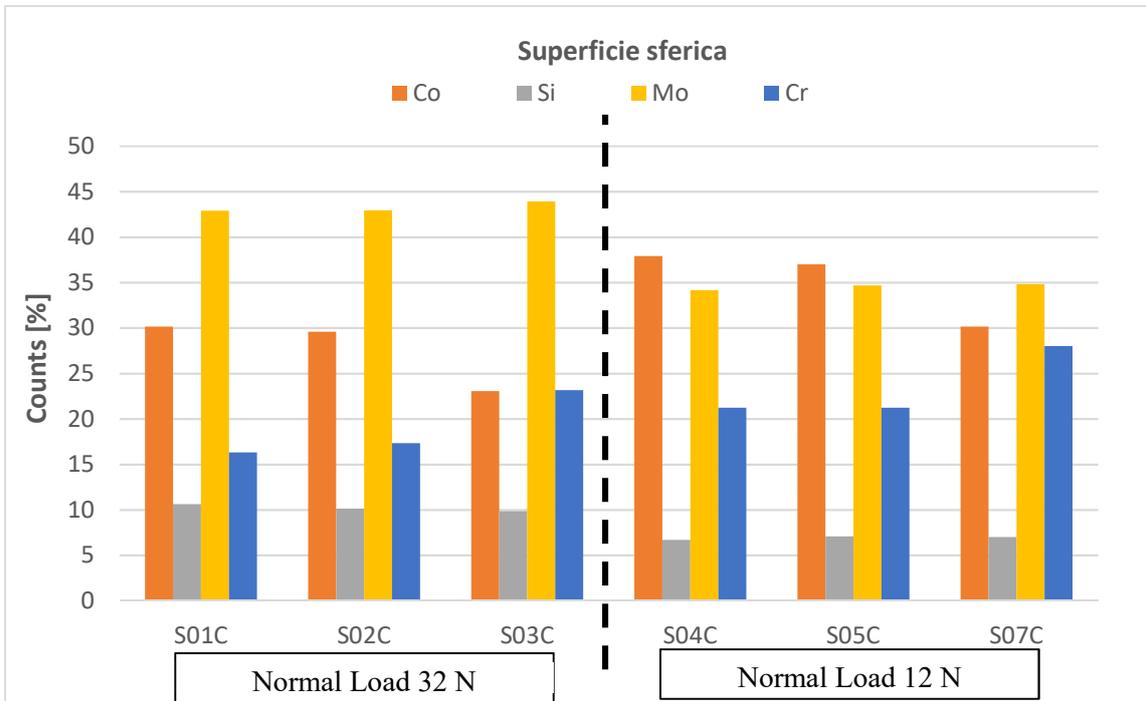


Figura 5-42: Riassunto analisi EDS relativi al provino a superficie sferica

Riassumendo i valori misurati in Figura 5-40 e Figura 5-41 si può constatare che non vi sono significative variazioni della composizione chimica superficiale, pertanto il processo di fretting non ha perforato lo strato protettivo. Le oscillazioni dei valori sono imputabili a diversi fattori, infatti come è stato verificato in [27], il solo processo di applicazione del T-800 sulla superficie di contatto del provino può comportare una piccola variazione delle misure EDS. In conclusione, le oscillazioni dei valori essendo circoscritte in un ristretto range, non giustificano una variazione di composizione chimica superficiale.

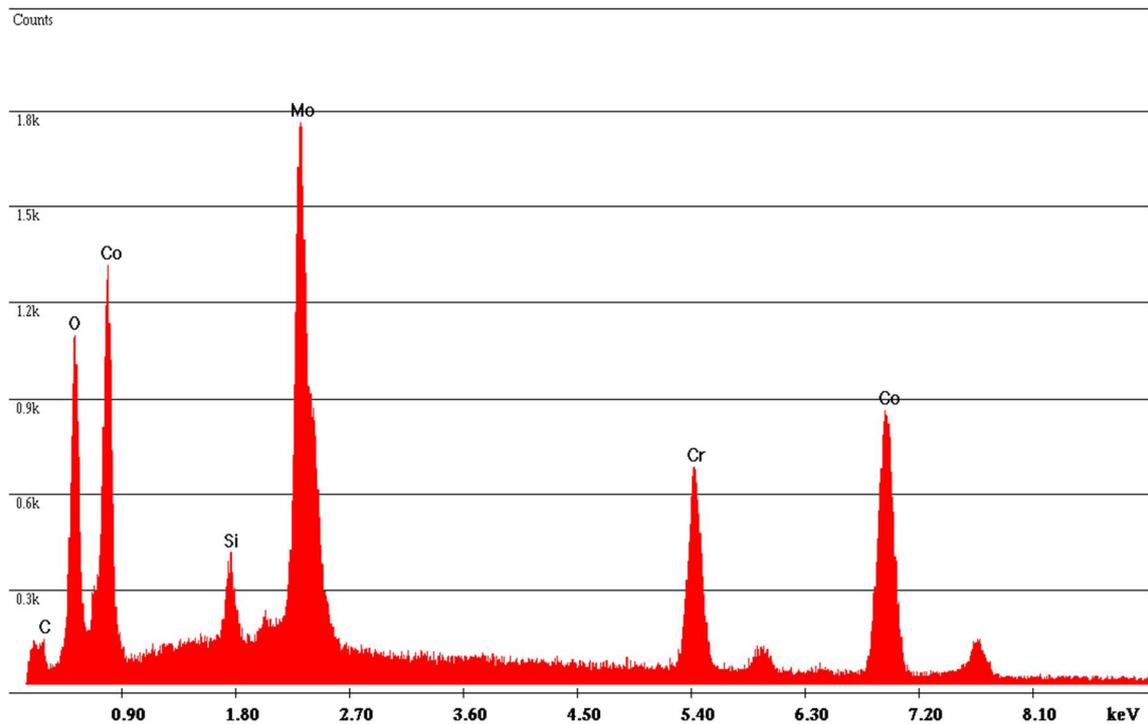


Figura 5-43: Spettro EDS del provino a superficie piana 02C

6. Conclusioni

Nel campo delle turbomacchine, l'ampiezza vibrazione viene ridotta dissipando l'energia cinetica delle pale con dispositivi che utilizzano l'attrito a secco, pertanto è fondamentale comprendere i meccanismi di usura e di deterioramento degli smorzatori per prevenire il cedimento catastrofico della pala. L'usura dei dumper dovuta all'adesione e alla sfregatura non può essere evitata, ma mitigata con materiali appropriati come il T-800, il quale ha delle eccellenti proprietà antiusura. Il lavoro di tesi affronta alcuni dei problemi principali per quanto concerne il problema del danneggiamento da *fretting* e l'influenza dei parametri di carico sull'usura delle superfici di contatto.

Il coefficiente d'attrito dipende dalle asperità superficiali, e all'aumentare del carico muta l'insieme dei punti di contatto. Essendo che i provini vengono indotti a movimento relativo, come postulato da Coulomb, questa dipendenza svanisce. La legge di Coulomb viene confermata dai risultati sperimentali di fretting su contatto sfera/piano, i quali mostrano che l'aumento del carico normale di schiacciamento da 12 N a 32 N non comporta un aumento del coefficiente d'attrito. Diversamente, il deterioramento del materiale risulta essere peggiorativo con l'aumento del carico, e mentre nel caso delle coppie di provini caricati a 12 N viene mantenuta una certa linearità dell'usura volumetrica in funzione dei cicli di usura, per i provini a 32 N questa linearità viene persa per alti cicli di carico. L'analisi EDS ha confermato che lo sfregamento ciclico non ha comportato una variazione chimica delle superfici di contatto, e che l'andamento ad usura catastrofica dei provini a 32N non è dovuta ad una completa usura dello strato protettivo T-800. La non linearità va ricercata invece nella geometria di contatto sfera piano, in quanto provini con caratteristiche fisiche diverse, ma con medesime condizioni geometriche e di fretting, presentano un andamento inizialmente lineare, il quale degenera con un considerevole aumento del tasso di usura. In particolare, questo è attribuibile all'usura della superficie sferica, ovvero la superficie di contatto che non presenta

integrità superficiale, la quale degrada più velocemente rispetto alla superficie piana per alti cicli di usura. Ad usurarsi di più è il provino con tutta la superficie di contatto sottoposta a fretting (provino a superficie sferica), mentre quello con solo una parte della propria superficie sottoposta a strisciamento (provino a superficie piana) riporta una minor perdita di materiale.

Per quanto riguarda la rigidità di contatto, essa risulta essere indipendente dal numero di cicli di usura, (definendo un andamento costante, seppur con forti oscillazioni e deviazioni standard di tre ordini di grandezza maggiori rispetto a quelle del coefficiente d'attrito), ma con l'aumentare del carico essa raddoppia. In [31] è dimostrato che nel problema dei contatti Hertziani, la rigidità di contatto non è lineare, e che più aumento il carico, più irrigidisco il contatto.

Bisogna tener conto che le misurazioni dei parametri di contatto forniscono dei dati non stazionari. La non stazionarietà dei dati è principalmente imputabile alle interazioni tra le superfici del materiale in scorrimento reciproco, e in alcuni casi anche dalla dinamica della macchina. Nel caso in analisi, lo spostamento relativo non viene misurato direttamente, ma calcolato come integrale della velocità, pertanto per definizione di integrale è definito a meno di una costante, introducendo un errore.

6.1 Per le prove future

I risultati delle prove sperimentali mostrano un comportamento non lineare dell'usura in funzione del numero di cicli, e questo effetto è stato attribuito alla geometria di contatto, in quanto medesimo sia per i provini in Inconel I-718 con film protettivo T-800, sia per i provini in super lega Renè 77. Per rafforzare l'ipotesi si dovrebbero eseguire ulteriori prove sperimentali con geometria di contatto sfera/piano ad elevata ampiezza di scorrimento. Inoltre, in questa trattazione non è stata eseguita analisi rivolta a constatare l'entità di danno del substrato in Inconel. Dalla letteratura, prove sperimentali hanno dimostrato che per ampie oscillazioni di scorrimento, e dunque fretting in *gross slip mode*, il materiale volume deteriorato è superiore rispetto al regime *partial slip*, ma la vita a fatica del componente ne beneficia, in quanto ad una maggior asportazione di materiale

consegue una rimozione delle cricche di fatica, e quindi ne viene limitata la loro propagazione. La nucleazione delle cricche avviene in genere nella zona di scorrimento e la loro propagazione avviene verso l'interno del materiale in direzione 45°. Sarebbe interessante verificare l'entità di danno riportata dal provino, e associare la perdita di usura con la diminuzione di vita a fatica del componente.

Bisogna inoltre tener presente che il T-800 migliora in termini di prestazioni antiusura con l'aumento della temperatura, infatti si ottengono coefficienti d'attrito, volumi di usura e un andamento dell'energia accumulata decisamente inferiori a 600 e 800°C. I test sono stati eseguiti a temperatura ambiente, pertanto non è possibile adoperare nessun metodo di confronto e previsione per temperature maggiori. Nei motori aeronautici, le articolazioni della lama possono funzionare da poco più di 100 °C fino a oltre 1000 °C, è quindi necessario eseguire ulteriori test a elevate temperature, per poter verificare se vengono confermati i risultati di [18], oppure se le caratteristiche del substrato determinano comportamenti all'usura del T-800 diversi.

7. Ringraziamenti

Mi sembra doveroso, alla fine di questo percorso universitario, ringraziare tutte le persone che mi sono state vicine e che mi hanno permesso di giungere a questo traguardo.

Un ringraziamento particolare è rivolto al professor Botto Daniele e all'ing. Lavella Mario, i quali si sono dimostrati sempre disponibili e comprensivi, e mi hanno aiutato a risolvere dubbi teorici e pratici nati in questo lavoro di tesi.

Con profondo affetto desidero ringraziare la mia ragazza, persona che amo e che ammiro, rimasta sempre al mio fianco anche nei momenti più difficili, e il mio amico Riccardo e Leonardo, con cui ho potuto condividere ansia, paura e disperazione per la preparazione degli esami, ma anche di gioia per i risultati raggiunti.

Un ringraziamento ai miei genitori, i quali hanno sempre creduto in me e mi hanno supportato economicamente e soprattutto psicologicamente in questi anni.

8. Bibliografia

- [1] C.R. Gagg, P.R. Lewis, Wear as a product failure mechanism – overview and case studies, *Engineering Failure Analysis* 14 (2007) 1618–1640.
- [2] J.H Griffin, Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils, *Journal of Engineering for Power* 102 (1980) 329–333
- [3] J.H. Griffin, A review of friction damping of turbine blade vibration, *International Journal of Turbo and Jet Engines* 7 (1990) 297–307
- [4] K.Y. Sanliturk, D.J. Ewins, A.B. Stanbridge, Underplatform dampers for turbine blades: theoretical modelling, analysis and comparison with experimental data, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 123 (2001) 919–929.
- [5] M.J. Gallardo, J.A. Rodriguez, J.E. Herrera, Failure of gas turbine blades, *Wear* 252 (2002) 264–268.
- [6] Tomlinson, G.A. The rusting of steel surfaces in contact. *Proc. R. Soc. Lond. Ser. A* 1927, 115, 472–483.
- [7] Bill R. C. Review of factors that influence fretting wear. *Materials Evaluation under Fretting Conditions*, ASTM STP 780, 1982, pp. 165-182
- [8] Waterhouse R. B. *Fretting fatigue*. Applied Science Publishers LTD, London, 1981, pp. 203-219.
- [9] M.H. Zhu, Z.R. Zhou, “On the mechanisms of various fretting wear modes”, *Tribology International* 44 (2011), 1378-1388
- [10] M.P. Swolinski, T.N Farris, “Mechanics of fretting fatigue crack formation” , *Wear* 198 (1996), 93-107
- [11] A novel test rig to investigate under-platform damper dynamics. D. Botto M. Umer. 1/02/2018
- [12] The effect of slip regime on fretting wear-induced stress evolution. J. Ding, S.B. Leen I.R. McColl
- [13] D.A. Hills, L.J. Fellows, “Some observations on contact problems involving fretting in the presence of wear”, *Wear* 231 (1999), 319-324
- [14] http://www.antonio.licciulli.unisalento.it/MONOGRAFIE2004/Tribologia_parte2.pdf
- [15] Bhushan, B. (s.d.). *Modern Tribology Handbook*. Editor - in - Chief.
- [16] Vingsbo, D. and Soderberg, S. (1988). On fretting maps. *Wear* 126, 131-147
- [17] M. Lavella, D. Botto, M.M. Gola. (12/01/2013). Design of a high-precision, flat-on-flat fretting test apparatus with high temperature capability
- [18] M. Lavella, D. Botto. (11/01/2011). Fretting wear characterization by point contact of nickel superalloy interfaces
- [19] *Introduction to Tribology*, second Edition. Bharat Bhushan. 2013

-
- [20] M. Lavella, D. Botto. Fretting wear characterization of coatings
- [21] D.W. Hoepfner, V. Chandrasekaran, C.B. Elliott, "Fretting Fatigue: Current Technology and Practices", ASTM STP 1367, 2000
- [22] M. Lavella. Contact Properties and Wear Behaviour of Nickel Based Superalloy René 80
- [23] Firrone, C.M. Measurement of the kinematics of two underplatform dampers with different geometry and comparison with numerical simulation. JSV 2009, 323, 313–333
- [24] R. B: Waterhouse. Fretting fatigue. 18/07/2013
- [25] C.H. Hager Jr., J.H. Sanders, S. Sharma, Effect of high temperature on the characterisation of fretting wear regimes at Ti6Al4V interfaces, Wear 260 (2006) 493–580.
- [26] I. Hutchings, P. Shipway. Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials. Butterworth - Heinemann
- [27] C. Navas, M. Cadenas, J.M. Cuetos, J. de Damborene, Microstructure and sliding wear behaviour of Tribaloy T-800 coatings deposited by laser cladding, Wear 260 (2006) 838–846.
- [28] M.J. Tobar, J.M. Amado, C. Álvarez, A. García, A. Varela, A. Yáñez, Characteristics of Tribaloy T-800 and T-900 coatings on steel substrates by laser cladding, Surface and Coatings Technology 202 (2008) 2297–2301
- [29] Laser cladding and erosive wear of Co–Mo–Cr–Si coatings. Volume 125, Issues 1–3, March 2000, Pages 13-18
- [30] Some aspects of laser surface cladding in the turbine industry. Volume 132, Issues 2–3, 23 October 2000, Pages 262-269
- [31] O'Connor, J.J.; Johnson, K.L. The role of surface asperities in transmitting tangential force between metals. Wear 1963, 6, 118–139.
- [32] Hintikka, J.; Lehtovaara, A.; Mäntylä, A. Normal displacements in non-Coulomb friction conditions during fretting. Tribol. Int. 2016, 94, 633–639

9. Sitografia

- { 1 } <https://it.wikipedia.org/wiki/Attrito>
- { 2 } <http://www.rolledalloys.com/alloys/cobalt-alloys/tribaloy-t-800/en/>
- { 3 } <https://sites.google.com/site/frettingfatigue/home/fretting-wear>
- { 4 } <http://fisica.unipv.it/didattica/SeqAttr/DocC.pdf>
- { 5 } <http://www.istitutopesenti.edu.it/dipartimenti/meccanica/Meccanica/ATTRITO.pdf>
- { 6 } <https://www.slideserve.com/bonner/wear-of-a-gas-turbine-friction-damper>

