



Politecnico di Torino

DIPARTIMENTO DI MECCANICA E AEROSPAZIALE - DIMEAS

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**STUDIO DELL'OPERAZIONE DI LAPPATURA
NELLA PRODUZIONE DI SFERE IN ACCIAIO
PER CUSCINETTI VOLVENTI**

Relatore:

Prof.ssa Daniela Maffiodo

Corelatori:

Prof.ssa Raffaella Sesana

Prof. Luigi Mazza

Candidato:

Daniele Sergio del Rosso

Matr.S242749

Anno Accademico 2018-2019

Alla mia famiglia

Indice

Abstract	1
1 Stato dell'arte	3
1.1 Ciclo di Produzione delle sfere	4
1.1.1 Stampaggio	5
1.1.2 Limatura	6
1.1.3 Trattamento termico	8
1.1.4 Scouring	9
1.1.5 Prefinitura	10
1.1.6 Finitura/Lucidatura	10
1.1.7 Lappatura	10
1.1.8 Controllo qualità	11
2 Parametri d'influenza della lavorazione	12
2.1 Principio di Lavorazione	12
2.2 Macchine utensili	14
2.2.1 Controlli sui macchinari	18
2.3 Diffettologia delle sfere	19
2.3.1 Difetti di temper lines	20

2.3.2	Genesi del difetto	22
3	Tribologia	28
3.1	Introduzione	28
3.2	Tribosistema	29
3.3	Attrito	30
3.4	Usura	33
4	Meccanica del contatto	36
4.1	Introduzione	36
4.2	Moti relativi fra le superfici di contatto	39
4.3	Forze trasmesse nel punto di contatto	41
4.4	Contatto Non-Hertziano fra corpi	43
4.5	Contatto volvente fra corpi anelastici	43
4.5.1	Isteresi Elastica	43
5	Caratterizzazione dei materiali	46
5.1	Introduzione	46
5.2	Bachelite	47
5.2.1	Prova di trazione	49
5.3	Finitura superficiale	54
5.3.1	Finitura superficiale dischi bachelitici	54
6	Lubrificazione	57
6.1	Aspetti generali	57
6.2	Equazioni di equilibrio	62

7 Modellazione	66
7.1 Sfera su piano	67
7.1.1 Modello analitico	68
7.1.2 Modello matematico	70
7.1.3 Confronto fra i modelli e conclusioni	77
7.2 Sfera su gola	78
7.2.1 Modello analitico	79
7.2.2 Modello matematico	83
7.2.3 Confronto fra i modelli e conclusioni	86
7.3 Sfera su Placca	87
7.3.1 Modello analitico	87
7.3.2 Modello numerico	93
7.3.3 Confronto fra i modelli e conclusioni	96
A Contatto in Ansys	98
Conclusioni e Sviluppi Futuri	105
Bibliografia	106
Ringraziamenti	109

Elenco delle figure

1.1	Pinerolo Plant	3
1.2	Vergelle di acciaio	5
1.3	Grezzo in uscita limatura	6
1.4	Sfera embrionale dopo stampaggio: quote caratteristiche, parametriche per tipo sfera	7
1.5	Schematizzazione del processo di limatura	8
1.6	Setacci scarico forno	9
1.7	Schematizzazione del processo di <i>scouring</i>	10
1.8	Macchina controllo qualità	11
1.9	Sfere nelle varie fasi di lavorazione	11
2.1	Meccanismi di usura	13
2.2	Modello di limatrice KR900AA di produzione SKF	14
2.3	Sezione della limatrice	15
2.4	Limatrice durante la messa in opera	16
2.5	Disegno dimensionale delle placca montata sulla lappatrice	16
2.6	Particolare del carico/scarico sfere da una lappatrice	17
2.7	Controllo posizionamento	18
2.8	Condizione normale di funzionamento: le sfere risultano bene spaziate . . .	22

2.9	Sfere distanziate in una gola: condizione normale di funzionamento	24
2.10	Andamento del numero di sfere, forza peso e del carico nominale in funzione del tipo sfera	25
2.11	Condizione anomala di funzionamento: le sfere risultano a contatto l'una con l'altra	25
2.12	Rappresentazione di due sfere a contatto fra loro con velocità periferiche v opposte in verso	26
2.13	Controllo ottico su campioni: temper lines con grado severità crescente . . .	27
3.1	Schematizzazione di un tribosistema	29
3.2	Schema delle forze in gioco nel contatto tra due corpi, con superfici di contatto nominali diverse	31
3.3	Superficie di contatto effettiva	32
3.4	Meccanismo di usura abrasiva	34
3.5	Effetto del <i>pitting</i> sulla ralla interna di un cuscinetto volvente	35
4.1	Superfici non conformi a contatto nel punto O	38
4.2	Forze e momenti agenti sull'area di contatto S	42
4.3	Deformazioni in contatto volvente. Si noti lo stato di sforzo tangenziale e di compressione durante il passaggio del corpo volvente nei punti A,B,C,D,E	44
5.1	Sezione di Bachelite ingrandita a $100 \mu m$	47
5.2	Sezione di Bachelite ingrandita a $200 \mu m$	48
5.3	Sezione di Bachelite ingrandita a $400 \mu m$	49
5.4	Provino secondo normativa EN ISO 527-2	50
5.5	Provino	50

5.6	Prova di trazione	50
5.7	Curva $\sigma - \varepsilon$	52
5.8	Esempi di curve di stress-deformazione per materiali plastici: a materia- le fragile, b-c Curve di materiali con limite di snervamento, d materiali completamente plastici senza snervamento	53
5.9	Test di rugosità della bachelite	56
6.1	Curva di Stribeck	59
6.2	Effetto della rugosità in relazione all'altezza del meato fluido	60
6.3	Curva di Stribeck in funzione della rugosità superficiale	60
6.4	Meato fluido fra due pareti in cui la parete inferiore si muove di velocità U	64
7.1	Viste in esploso del sistema	66
7.2	Modello Sfera su un piano	68
7.3	Schematizzazione del sistema di carichi e vincoli applicati	69
7.4	Andamento della pressione normale di contatto lungo l'orma di contatto	70
7.5	Modello analitico: Andamento delle tensioni	71
7.6	Modello numerico: Geometria di riferimento	72
7.7	Elemento finito tetraedrico	74
7.8	Infittimento della mesh localizzato	74
7.9	Sistema discretizzato	75
7.10	Regione di simmetria	75
7.11	Modello numerico: Condizioni al contorno	76
7.12	Modello numerico: Distribuzione della tensione ideale (von Mises)	77
7.13	Confronto tensione ideale fra modello analitico e modello FEM	78
7.14	Modello di sfera su gola lineare	79

7.15	Relazioni parametriche dei raggi di curvatura di una gola sul disco	80
7.16	Andamento della pressione normale di contatto lungo l'orma di contatto . . .	81
7.17	Modello analitico: Andamento delle tensioni	82
7.18	Modello numerico: Geometria di riferimento	83
7.19	Modello numerico: Condizioni al contorno	84
7.20	Zona di infittimento della mesh	85
7.21	Mesh del modello	85
7.22	Modello numerico: Distribuzione della tensione ideale calcolata secondo il criterio di von Mises	86
7.23	Confronto tensione ideale fra modello analitico e modello FEM	87
7.24	Modello di sfera su gola calcolata al diametro medio: il raggio di curvatura è pari al raggio medio	88
7.25	Andamento della pressione normale di contatto lungo l'orma di contatto al raggio medio	89
7.26	Modello analitico: Andamento delle tensioni	90
7.27	Modello analitico: Andamento delle tensioni	91
7.28	Modello analitico: Andamento delle tensioni	92
7.29	Modello numerico: Geometrie di riferimento	93
7.30	Domini discretizzati	94
7.31	Modelli numerici: Condizioni al contorno	95
7.32	Confronto tensione ideale fra modello analitico e modello FEM per gola lineare, gola al raggio interno e gola al raggio esterno	97
A.1	Rappresentazione della formulazione Pure Penalty	99
A.2	Schematizzazione di ciò che accade per valori troppo elevati di $k_{normale}$. .	100

A.3	Rappresentazione della formulazione Normal Lagrange	100
A.4	Funzioni di Contact Status	101
A.5	Condizione di contatto asimmetrico	102
A.6	Attrito coulombiano	103

Elenco delle tabelle

2.1	Analisi svolte	21
5.1	Caratteristiche 100Cr6	46
5.2	Sezione trasversale dei provini	51
5.3	Caratteristiche Bachelite	53
5.4	Valori di rugosità superficiale della bachelite	54
7.1	Modello analitico: valori in input	69
7.2	Modello analitico: risultati	69
7.3	Modello numerico: Proprietà meccaniche dei materiali	73
7.4	Modello numerico: risultati	76
7.5	Modello sfera su piano: confronto dei risultati	77
7.6	Modello Analitico: valori in ingresso	80
7.7	Risultati del modello analitico di contatto sfera-gola	80
7.8	Modello numerico: risultati	86
7.9	Modello sfera su gola lineare: Risultati	86
7.10	Confronto dei valori di pressione massima ed orma di contatto per i diversi modelli	89
7.11	Numero di elementi e nodi dei modelli numerici	94

7.12 Modelli numerici: risultati	96
A.1 Tipologia di contatti	104

Abstract

La maggior parte delle apparecchiature tecnologiche presenti nella vita quotidiana contengono al loro interno un componente meccanico detto *cuscinetto*. Questo ha come compito di ridurre l'attrito fra le parti in moto relativo, riducendo le dissipazioni di energia. Nella loro forma più semplice i cuscinetti sono caratterizzati da due anelli, detti ralle, tra cui sono interposti dei corpi volventi (sfere o rulli) equidistanziati da una gabbia. Una corretta geometria e una certa finitura superficiale sono indice di alte performance del prodotto.

La produzione industriale delle sfere, affermata solo a partire dal XIX secolo, concede notevoli spunti di studio visto il grado di precisione e i volumi richiesti.

Da sempre la sfera è considerata una *commodity*, a causa della sua semplicità costruttiva, di conseguenza la legge di offerta è imposta dal mercato. A tal proposito la ricerca ingegneristico-industriale risulta intimamente legata al controllo del processo produttivo, alla scelta di materiali sempre all'avanguardia sia per gli organi coinvolti nella lavorazione che per le sfere stesse (acciai più prestanti, polimeri)

A tal fine questo lavoro di tesi si pone come obiettivo principe, quello di fornire un focus sulle fasi finali del ciclo produttivo di una sfera in acciaio, in particolare sull'operazione

di lappatura. Partendo dalla descrizione del processo produttivo e dell'operazione di lappatura, si andranno a definire i parametri che influenzano la lavorazione fino a fornire dei modelli semplici fedeli al processo.

Nei primi capitoli verrà fornito un quadro generale sul processo produttivo e sullo stato dell'arte dando una panoramica generale sulla difettologia superficiale che mina la qualità del prodotto finito. In particolare ci si soffermerà su un difetto, il *re-hardening*.

Nei capitoli seguenti, si andranno a descrivere tutti i fenomeni, quali attrito, usura e tasso di usura e lubrificazione che sono alla base della lavorazione delle sfere.

Successivamente si andranno a caratterizzare i materiali coinvolti nel ciclo produttivo mediante prove sperimentali.

Nell'ultimo capitolo si andrà a definire una serie di modelli con grado di complessità crescente. Partendo dalle leggi descritte nei capitoli precedenti si definiranno le geometrie e i sistemi di carichi adeguati analizzando i risultati ottenuti e confrontandoli col modello analitico proposto da Hertz.



Capitolo 1

Stato dell'arte

Lo stabilimento **TN Italy S.p.A.** di Pinerolo, già *RIV*, *SKF*, *NN Europe* in passato, dove questo lavoro di tesi è stato svolto, conta poco meno di 500 dipendenti e si sviluppa su di un'area di 36.000 m^2 . La produzione consta di una trentina di diversi diametri sfera (da 3.969 mm a 33.338 mm) con un volume di circa 60 tonnellate di prodotto finito al giorno.



Figura 1.1: Pinerolo Plant

Basata sui concetti di *Pull System* e *KanBan*, punti salienti della filosofia *Lean Manufacturing*, la produzione è ivi strutturata in linee di produzione, unità indipendenti l'una dall'altra ed in grado di svolgere tutte le operazioni necessarie alla lavorazione ed al confezionamento del prodotto finito.

Focus di questo lavoro è fra tutte l'operazione di lappatura, le cui criticità verranno fra poco esposte, per sfere di diametro 26.988 mm . La produzione per sfere di questo tipo si articola su lotti da circa 4000 pezzi (circa 300 kg) e trova la sua principale applicazione in cuscinetti INQ (*Industrial Quality*) impiegati per applicazioni di tipo industriale.

Le certificazioni conseguite negli anni evidenziano come l'attenzione al risparmio energetico, all'impatto ambientale, e non ultima, alla qualità del prodotto siano una costante per questa realtà produttiva e motore per il continuo miglioramento del processo.

1.1 Ciclo di Produzione delle sfere

È possibile distinguere due principali modalità di produzione delle sfere; per formatura a caldo (forgiatura), per sfere di grandi dimensioni (diametri $> 35\text{ mm}$), o per formatura a freddo alla quale questa tesi afferisce poiché unica modalità presente all'interno dello stabilimento.

Dimensionalmente, il processo si sviluppa in toto con precisioni del micron e ha luogo a partire dall'utilizzo di una vergella in acciaio di comune impiego per cuscinetti, 100Cr6, normato dalla ISO 683-17:2014.

Si distinguono a questo punto le operazioni:

1. Formatura a freddo, o stampaggio

2. Limatura
3. Trattamento termico
4. Scouring (o *Peening*)
5. Rettifica
6. Prefinitura
7. Lucidatura
8. Controllo ottico-induttivo
9. Lappatura

1.1.1 Stampaggio

La materia prima da cui si parte per la fabbricazione delle sfere, è un acciaio 100Cr6 che viene fornito sotto forma di fili, chiamati vergelle. In base al tipo sfera il diametro delle vergelle varia.



Figura 1.2: Vergelle di acciaio

La vergella, quindi, viene srotolata e inserita nella pressa dove avvengono due passaggi prima dello stampaggio: In primis il filo d'acciaio viene leggermente trafilato per uniformare il diametro del pezzo grezzo e poi tagliato per ottenere il cilindretto, le cui dimensioni (altezza e alesaggio) sono parametrizzate in funzione del tipo sfera. Quindi si passa alla vera e propria fase di stampaggio, in cui il cilindretto appena tagliato viene posizionato all'interno degli stampi. Il materiale viene deformato dalle calotte degli stampi fino ad ottenere una forma tondeggiante.

1.1.2 Limatura

La protosfera (figura 1.4) ha delle caratteristiche ben definite, infatti, presenta due poli (ovvero le basi del cilindretto che non sono state stondate durante lo stampaggio) e una zona di sovrametallo, l'equatore, dovuto all'eccesso di materiale pressato lungo il piano di divisione degli stampi. La sfera stampata risulta ancora molto lontana dal prodotto finito, nonostante il processo di formatura risulti fondamentale ai fini della qualità in uscita del prodotto finito: una deviazione eccessiva della fase di taglio della vergella o un sovrametallo eccesso nella zona equatoriale possono indicare una fase stampaggio di bassa qualità.



Figura 1.3: Grezzo in uscita limatura

I prodotti in uscita dallo stampaggio passano successivamente alle lime dove si esegue il processo di limatura. Qui il sovrametallo in eccesso di poli ed equatore viene asportato grazie alla pressione sviluppata su una singola sfera dalla mola. La macchina è composta essenzialmente da un caricatore motorizzato nel quale viene caricato il lotto di sfere da lavorare, e due dischi su cui vengono ricavate una serie di gole. Uno dei due, la mola, è in rotazione ad un certo numero di giri costante garantito da un moto-riduttore. Durante la lavorazione le sfere sono costrette a passare per le gole di placca e mola percorrendo un giro completo. Un sistema oleodinamico garantisce una pressione costante di placca e mola sulle sfere che stanno transitando nelle gole. La lavorazione è garantita dal moto relativo fra sfere e placca che in ogni passata elimina parte del sovrametallo. Dopo un passaggio fra placca e mola le sfere vengono risconvogliate nel caricatore. Il caricatore ruotando garantisce un afflusso di sfere nella macchina pressoché costante (la velocità di rotazione del caricatore è gestita da una sonda che monitora il flusso in ingresso di sfere nella macchina). Una schematizzazione dell'operazione di limatura è mostrata in figura 1.5.

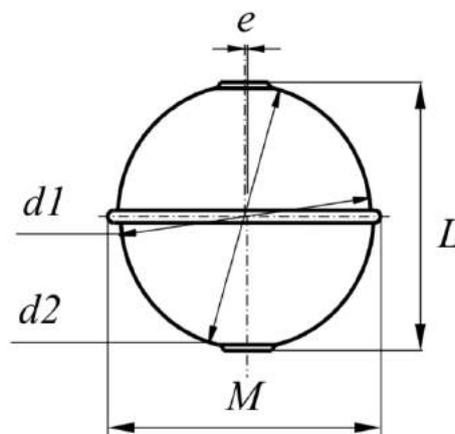


Figura 1.4: Sfera embrionale dopo stampaggio: quote caratteristiche, parametriche per tipo sfera

Tutta la lavorazione si avvale di un fluido lubrorefrigerante (principalmente a base d'acqua e in minima parte di metalina), che viene filtrato e rimesso in circolo attraverso un impianto a circuito chiuso.

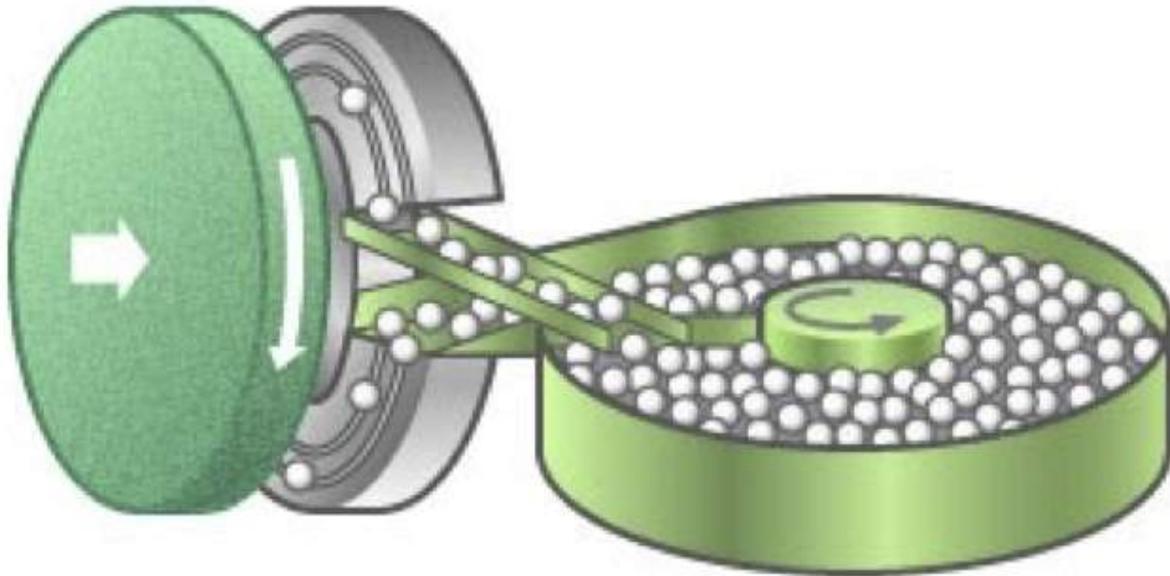


Figura 1.5: Schematizzazione del processo di limatura

1.1.3 Trattamento termico

Il trattamento termico separa le lavorazioni *hard* ovvero stampaggio e limatura, dove si genera una forma sferica al grezzo e dove c'è l'eliminazione di una buona parte del sovrmetalto in eccesso, dalle lavorazioni *soft* in cui la sfera viene rifinita e il sovrmetalto in eccesso è molto contenuto.

Il trattamento termico avviene in grandi forni elettrici. La movimentazione delle sfere è garantita da una serie di coclee. Il trattamento termico è divisibile in due fasi: una prima fase di austenitizzazione, in cui le sfere vengono riscaldate fino a circa 900 °C. Successivamente le sfere vengono temprate a cuore, raffreddandole repentinamente in bagno d'olio.

Infine per evitare sovrastress dei materiali le sfere vengono rinvenute a 160 °C.

In uscita dal forno le sfere vengono setacciate, mediante un sistema di selezionatori a pettine vibranti (figura 1.6) per evitare che altre sfere di diverso diametro possano essere rimaste nelle coclee e entrare accidentalmente nel lotto sbagliato. Per verificare che le sfere abbiano raggiunto la durezza ottimale, oltre ai controlli a campione, le sfere vengono sottoposte a un test di qualità, il *jump test*.



Figura 1.6: Setacci scarico forno

1.1.4 Scouring

Questa lavorazione è utile per incrementare ulteriormente la durezza superficiale delle sfere. Il lotto di sfere è introdotto in una macchina, che col suo funzionamento ciclico, induce una sequenza di urti ripetuti fra le sfere che si incrudiscono aumentando, di conseguenza, la loro durezza superficiale. Una schematizzazione del processo è mostrata in figura 1.7.

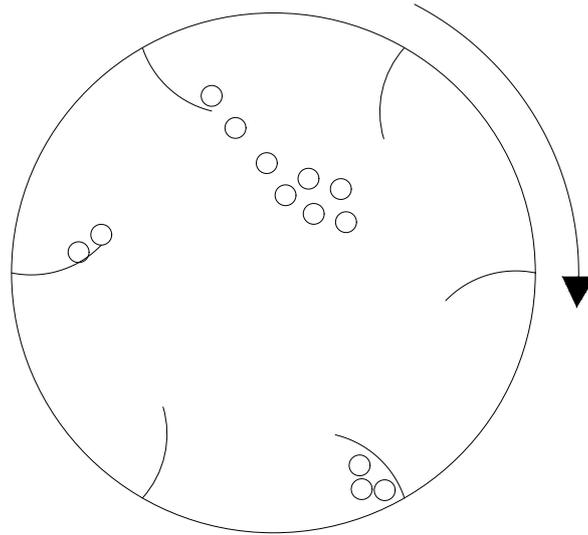


Figura 1.7: Schematizzazione del processo di *scouring*

1.1.5 Prefinitura

Prima della fase finale le sfere subiscono una lavorazione sostanzialmente identica alla limatura ma con un *cut-rate* meno aggressivo. Per questo motivo placca e mola sono di due materiali differenti (ghisa e bachelite) al fine di eliminare eventuale sovrametallo in eccesso.

1.1.6 Finitura/Lucidatura

In questa fase le sfere vengono levigate da mole e placche in bachelite. Qui le sfere vengono lucidate a specchio e leggermente rilavorate con dei *cut-rates* esigui nell'ordine del $\mu\text{m}/\text{h}$.

1.1.7 Lappatura

In quest'ultima lavorazione le sfere vengono nuovamente caricate fra due dischi di bachelite con una grana molto fine per poter levigarle ulteriormente, cercando di lenire piccoli difetti superficiali e ridurre il diametro di pochissimi micron. In alcuni casi si eseguono due lavorazioni di lappatura consecutivi per sfere per applicazioni con tolleranze molto rigide.

1.1.8 Controllo qualità

Le sfere ormai pronte per la commercializzazione vengono asciugate in una tramoggia vibrante contenente del granulato idrofilo, di derivazione vegetale (un sottoprodotto della lavorazione del granturco) che assorbe tutta l'acqua e l'umidità sulle sfere. Questo step oltre ad essere necessario per il controllo qualità dove le sfere devono essere perfettamente asciutte, permette di prevenirne l'ossidazione.



Figura 1.8: Macchina controllo qualità

Durante il controllo qualità ogni sfera passa in un controllore elettronico, mostrato in figura 1.8, che per mezzo di un laser ottico ne valuta la superficie ed eventuali difetti, non rilevabili altrimenti. Una sonda induttiva, genera un campo magnetico all'interno della sfera, e valuta eventuali mancanze di materiale. Quindi, se la sfera supera entrambi i controlli può passare al *packaging* altrimenti viene scartata in attesa di un secondo controllo.

In figura 1.9 sono mostrati tutti i semilavorati a partire dal cilindretto ricavato dalla vergella (a sinistra) fino alla sfera finita.

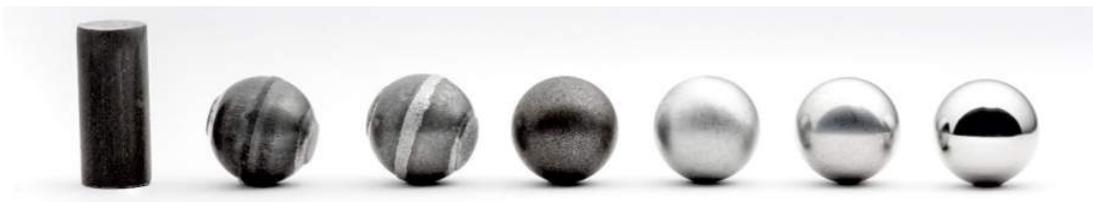


Figura 1.9: Sfere nelle varie fasi di lavorazione

Capitolo 2

Parametri d'influenza della lavorazione

2.1 Principio di Lavorazione

Come anticipato, tutte le operazioni che implicano l'asportazione di sovrametallo hanno luogo a partire dall'utilizzo di una coppia di dischi, uno mobile (detto *mola*) ed uno fisso (detto *placca*). Entrambi si caratterizzano per la presenza di scanalature (*gole*) realizzate per tornitura le cui dimensioni e numero sono funzione del diametro sfera da lavorare.

Lo scopo di queste ultime è quello di guidare le sfere nel passaggio fra i dischi e durante il quale è possibile riconoscere i noti principi di usura dei materiali, unione di più meccanismi, schematicamente rappresentati in figura 2.1

Una completa comprensione del processo richiede di tenere presente come il numero di pezzi lavorati per lotto sia notevole (nel caso di specie 3.000 circa) e che mutevoli sono le condizioni di lavoro anche all'interno della singola operazione.

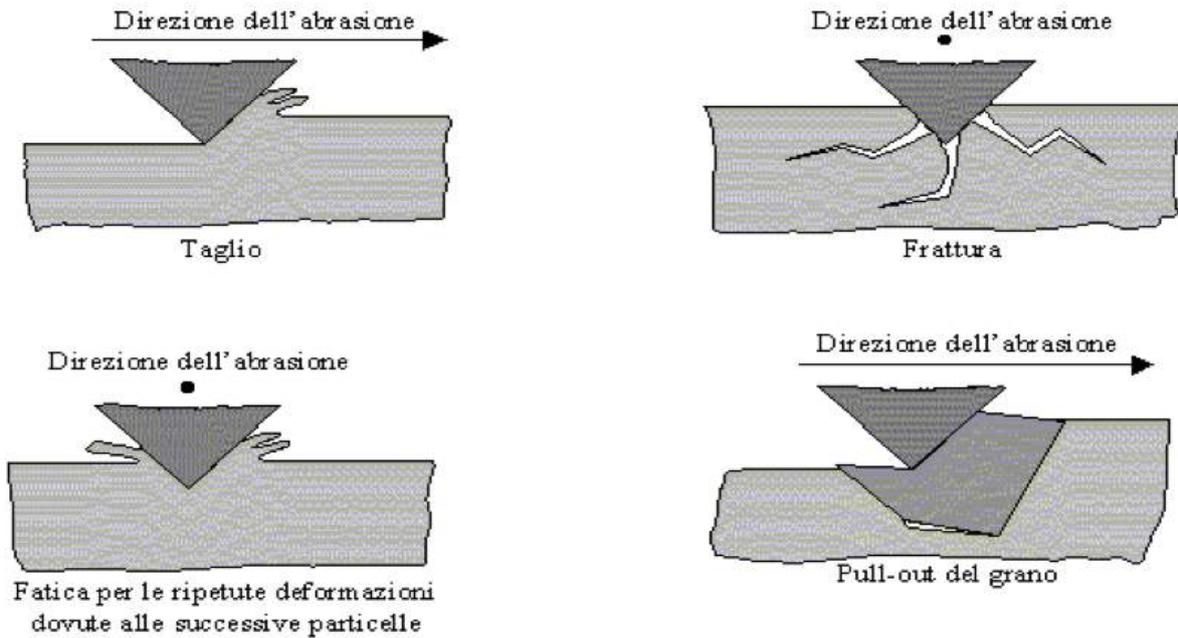


Figura 2.1: Meccanismi di usura

Ove siano presenti i due dischi, fattori come pressione specifica esercitata su ciascuna sfera, velocità periferica variano con continuità lungo la direzione radiale dei dischi entro un campo limitato di valori. Questi fattori rappresentano a tutti gli effetti una variabile di processo non sempre facilmente controllabile se presi singolarmente.

Per quanto detto ne consegue che analisi e controllo della lavorazione possano essere affrontate mediante metodi statistici e rifacendosi a noti indicatori quali, nel caso del processo:

- C_P , capacità potenziale del processo di produrre pezzi conformi
- C_{Pk} , capacità effettiva del processo di produrre pezzi conformi
- Carte X/R

Considerato il prodotto si hanno invece:

- D_{wm} , diametro medio della sfera
- V_{dw} , variazione del diametro della sfera
- D_{wmL} , diametro medio del lotto
- V_{dwl} , variazione del diametro nel lotto

Si riconosce come la velocità di rotazione del disco mobile, pressione esercitata da quello fisso ed in misura via via maggiore la portata del refrigerante fra i dischi, siano i maggiori responsabili della qualità fornita e del tempo di lavorazione.

2.2 Macchine utensili

Come si è visto nel capitolo 1 le lavorazioni per asportazione di materiale presentano macchine utensili simili per geometria e funzionamento.

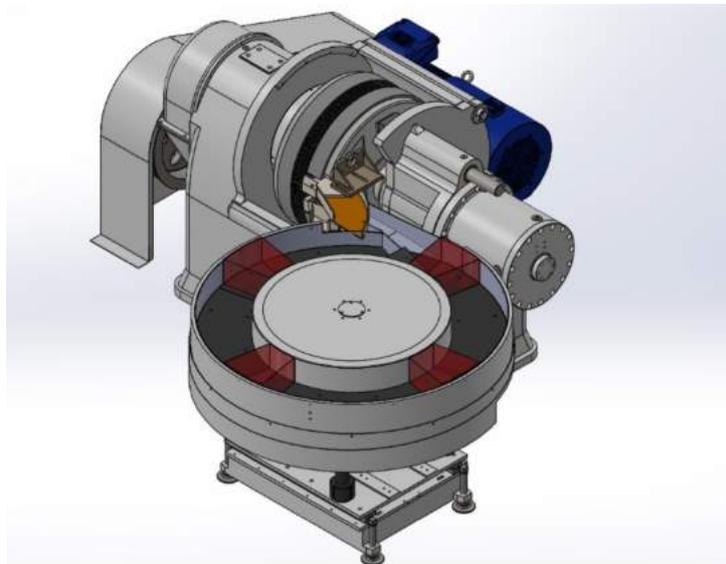


Figura 2.2: Modello di limatrice KR900AA di produzione SKF

Si consideri la macchina in figura 2.2 e 2.3. Si possono riconoscere i gruppi principale della macchina:

1. Gruppo di trasmissione motore-mandrino portamola
2. Mandrino e sistema di ancoraggio della mola
3. Mola
4. Placca
5. Cilindro oleodinamico e gruppo di spinta

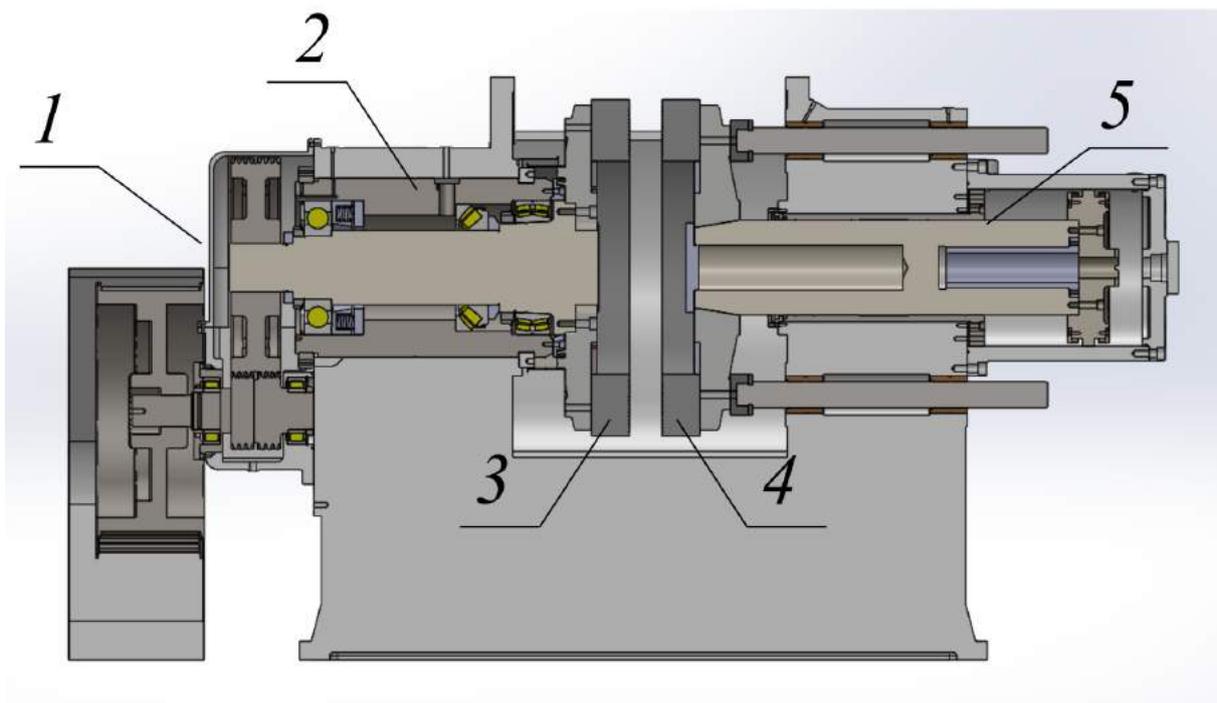


Figura 2.3: Sezione della limatrice

Un'altra caratteristica dei macchinari è il pesante basamento in ghisa (circa 5 tonnellate) che conferisce alla macchina un'ottima stabilità strutturale e la isola da eventuali fenomeni vibratorii esterni.

Inoltre le macchine sono spesso forniti di una serie di strumenti ausiliari che ne aumentano la duttilità produttiva e/o ottimizzano la performance quali:

- Inverter per la variazione degli RPM
- Controllo PLC per il controllo pressione tramite valvola proporzionale
- Sensori di controllo vibrazione



Figura 2.4: Limatrice durante la messa in opera

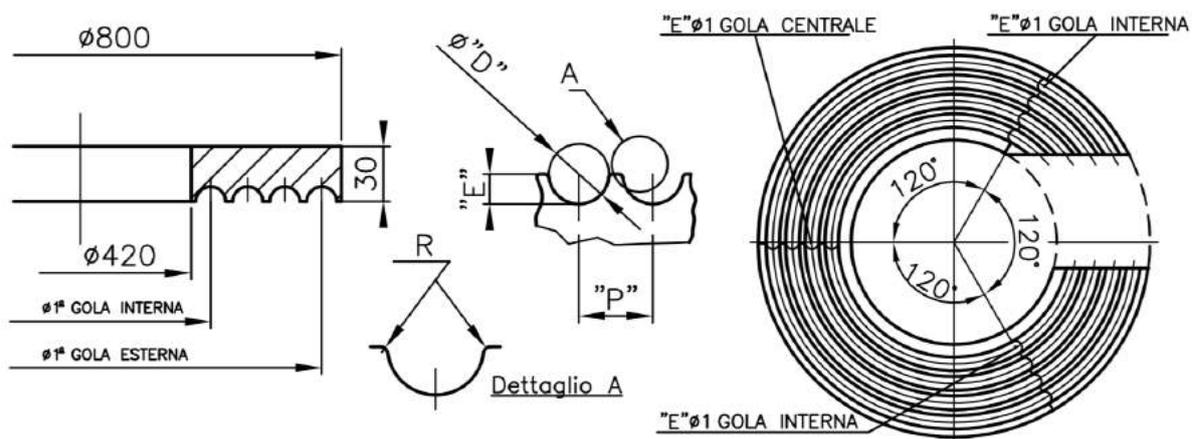


Figura 2.5: Disegno dimensionale delle placca montata sulla lappatrice

Come si osserva in figura 2.5 i due dischi-utensili vengono torniti per poter ottenere delle gole parametrizzate in funzione del tipo sfera. Inoltre il disco fisso, la placca, viene tagliato per favorire l'uscita e l'ingresso delle sfere dal caricatore alle gole.



Figura 2.6: Particolare del carico/scarico sfere da una lappatrice

Si osservi dalla 2.6 come le sfere non vengano caricate seguendo una legge temporale ben definita, ciò potrebbe causare dei picchi di pressione specifica sulle singole sfere qualora il carico di sfere all'interno della macchina diminuisse o aumentasse. Non potendo controllare direttamente l'ingresso e l'uscita delle singole sfere dalle gole, a causa del grande numero di sfere del singolo lotto, si agisce in maniera indiretta per mezzo di un sensore posizionato a ridosso del punto di carico delle sfere che valuta la quantità di sfere accumulate prima di entrare in macchina. In pratica il sensore valuta la quantità di materiale

che si trova immediatamente prima del pettine di carico e regola la velocità di rotazione del caricatore per garantire un afflusso costante di sfere alla macchina.

2.2.1 Controlli sui macchinari

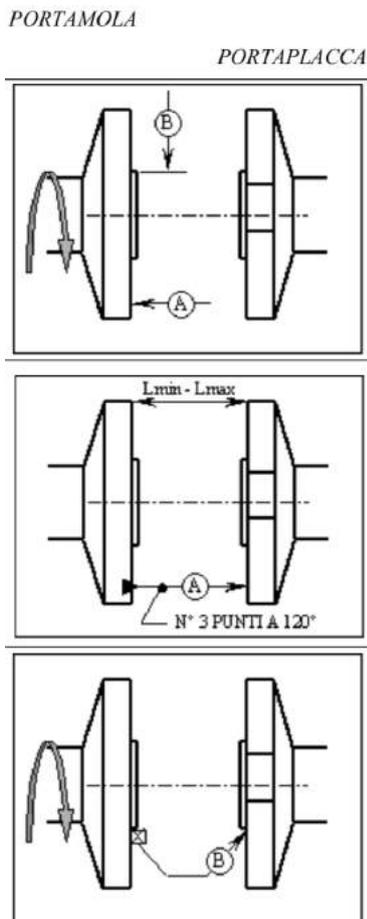


Figura 2.7: Controllo posizionamento

range di tolleranza, dopo un certo numero di cicli. Per mantenere uno standard di qualità costante del prodotto i dischi vengono rilavorati.

Per quanto concerne i controlli eseguiti sulle macchine (ad esclusione della normale manutenzione) possiamo suddividerli nei controlli di posizionamento, quali verifiche di parallelismo, oscillazione radiale e assiale del portamola, e concentricità dei portadischi, e nel controllo dei dischi su cui ci soffermerà maggiormente.

Dalla figura 2.5 si è già osservato come le gole siano parametrizzate in funzione del tipo sfera da lavorare. Lo scopo dei dischi è quello di rimuovere sovrametallo in eccesso dal grezzo, mediante meccanismi di abrasione. Pur se questa lavorazione viene eseguita avvalendosi di buone dosi di liquido lubrorefrigerante, anche le sfere si comportano da utensile nei confronti dei dischi rilavorando le gole, portandole fuori dal

2.3 Diffettologia delle sfere

In questa sezione si andranno ad approfondire i difetti che un lotto di sfere può presentare e le possibili cause con un focus particolare al problema delle *temper lines*.

In primis possiamo fare una distinzione fra difetti del lotto e difetti delle sfere. Per difetti del lotto si intendono quei difetti che sono dovuti ad una contaminazione esterna del lotto finito e commercializzabile durante la lavorazione ovvero:

- Presenza di differenti tipi sfera nel lotto
- Presenza di pezzi grezzi nel lotto finito

In genere questi problemi non sono riconducibili alla lavorazione ma per lo più ad errori grossolani.

Per difetti delle sfere si intendono tutti quei difetti microscopici che possono essere individuati solo con un accurato controllo a campione. I difetti in questione sono:

- Solchi e bolli
- Grippature
- Bruciate di lima
- Graffiature
- Temper lines e re-hardening

Nella realtà è impossibile eliminare completamente tali difetti, ma negli anni lo stabilimento di Pinerolo, tramite il suo dipartimento R&D ha lavorato duramente per ottimizzare

il processo produttivo, minimizzando il numero dei difetti sulle sfere e la loro entità.

I difetti richiedono spesso l'utilizzo di strumenti appositi, quali microscopi e interferometri e per alcuni difetti è necessario un controllo distruttivo.

2.3.1 Difetti di temper lines

Le **temper lines** sono difetti micro strutturali della sfera in cui una parte delle superficie martensitica della sfera subisce una rilavorazione termica locale. Il rinvenimento locale altera la struttura cristallina, e peggiora le caratteristiche meccaniche locali. Il materiale rinvenuto, più tenero, nelle zone del difetto e in prossimità di esso presenta durezza e stress residui inferiori rispetto alle zone non danneggiate. Il difetto sul corpo volvente si rifletterà sul cuscinetto volvente, con un peggioramento delle performance, come rumorosità e durata.

Il continuo avanzamento tecnologico nel settore dei cuscinetti volventi ha spinto, negli ultimi anni, il laboratorio centrale di Pinerolo ad un'attenta caratterizzazione delle *temper lines* e *re-hardening* volta a migliorare sensibilmente la qualità del prodotto. Inoltre sono stati predisposti banchi di controllo su tutta la produzione per poter eseguire controlli in linea al fine di monitorare la formazione di difetti e quindi poter attuare eventuali misure correttive.

A tal proposito sono stati eseguiti i seguenti test (riportati in tabella 2.1) su un campione di sfere provenienti dalla produzione ordinaria attribuendo un grado di severità per test su ogni campione in accordo con le specifiche SKF. Si osservi che prima di eseguire test per il controllo delle *temper lines* il campione viene sottoposto a decapaggio in una soluzione

di acido nitrico.

ANALISI	STRUMENTI/DISPOSITIVI
Ispezione dell superficie	Stereomicroscopio
Geometria	MWA
Rugosità	Rugosimetro
Stress residuo superficiale	Difrattometro a raggi X
Superficie HV0.5	Durometro
Superficie HV0.1	Durometro
Analisi microstrutturale	Microscopio ottico

Tabella 2.1: Analisi svolte

Non entrando nel dettaglio dei singoli test, le analisi evidenziano come alcuni parametri vengano alterati in modo sensibile in corrispondenza della zona del difetto quali durezza superficiale e stress residuo, mentre altri sono scarsamente influenzati, in particolare i parametri superficiali, alterati in misura maggiore dall'aggressione dell'acido nitrico durante il decapaggio.

2.3.2 Genesi del difetto

Nei precedenti paragrafi è stata fornito un sommario dei principali difetti del prodotto finito. In questo paragrafo, invece si andrà a fornire un focus sulla generazione delle *temper lines*.

La generazione di questo difetto è legata alle modalità con cui avviene la lavorazione delle sfere stesse. Va ricordato come le sfere siano forzate a un percorso tra le gole di placca e mola, dove a causa di fenomeni abrasivi vengono lavorate. In condizioni normali di esercizio il carico di sfere all'interno dei dischi risulta costante per tutta la lavorazione. Quindi all'interno di una singola gola ci saranno in ogni istante un certo numero di sfere che percorreranno una traiettoria circolare imposta dal diametro della gola e dal numero di giri con cui ruota la placca. In una corretta lavorazione, le sfere presenti nella gola sono ben distanziate fra loro, come mostrato in figura 2.8, senza rischio di entrare in contatto l'una dall'altra. Questa condizione è garantita principalmente dalla pressione, e quindi dalle forze di contatto, che i dischi esercitano sulle sfere.

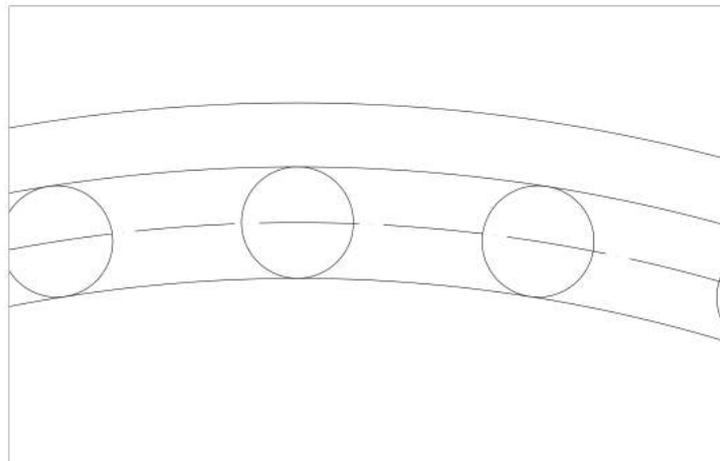


Figura 2.8: Condizione normale di funzionamento: le sfere risultano bene spaziate

Come si osserva in figura 2.9 le forze che agiscono sulle sfere sono:

- F_g : forza peso diretta sempre lungo la stessa direzione
- F_f : forza d'attrito tra sfera e dischi che si oppone al movimento relativo di sfera e mola
- F_c : Forza centripeta in funzione della velocità di rotazione della mola Ω
- P : Forza normale

Si osservi come la forza normale non sia quella che il sistema oleodinamico imprime sulla mola (pari alla pressione per l'area del cilindro idraulico $F_n = p \cdot A_{cil}$), che è dell'ordine dei 20 kN, ma è la forza divisa per il numero di sfere realmente presenti in macchina. Da cui:

$$P \simeq \frac{F_n}{N_{sfere}} \quad (2.1)$$

dove:

$$N_{sfere} = \frac{C_{sfere}}{\rho \cdot \frac{\pi}{6} \cdot D^3} \quad (2.2)$$

dove C_{sfere} è il carico di sfere presenti in macchina (in [kg]), $\rho = 7800$ [kg/m³] da cui ne consegue che, per le sfere di grandi dimensioni, il carico normale per l'operazione di lappatura risulta:

$$P = [150 \div 360] N \quad (2.3)$$

Per le sfere "XL" ovvero quelle di diametro che vanno da 24.74 mm a 33.338 mm il carico all'interno della macchina si aggira intorno ai 10 kg.

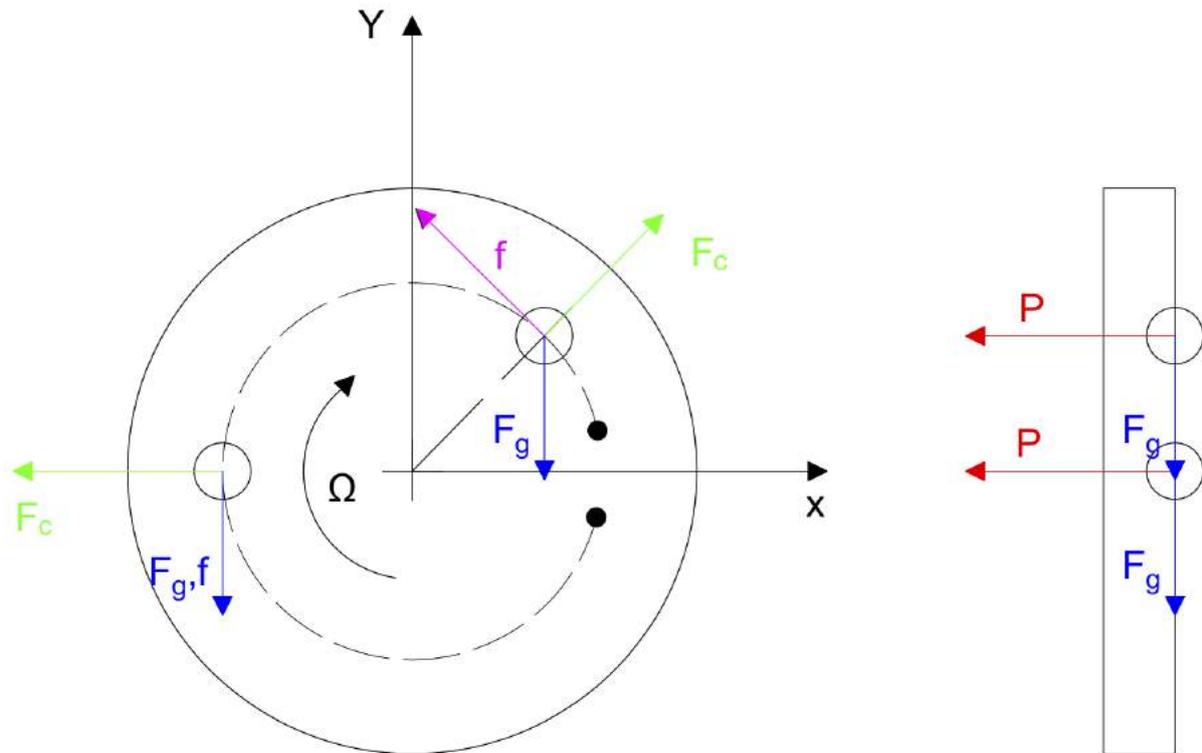


Figura 2.9: Sfere distanziate in una gola: condizione normale di funzionamento

Numero di sfere, N_{sfere} , forza peso, e carico nominale, P in funzione del diametro sfera sono mostrati in figura 2.10.

Qualora si verificano delle condizioni anomale di funzionamento, la componente normale P potrebbe localmente ridursi non garantendo l'aderenza della sfera ai dischi. La sfera di conseguenza non segue più il percorso impostogli dalla mola, ma cade per gravità verso la parte inferiore dei dischi. Nella caduta la sfera va a scontrarsi con altre sfere. La normale spaziatura fra le sfere nella gola viene meno e gruppi di sfere si ritrovano a contatto fra loro, provocando un effetto domino che si può ripetere per più gruppi di sfere e per un

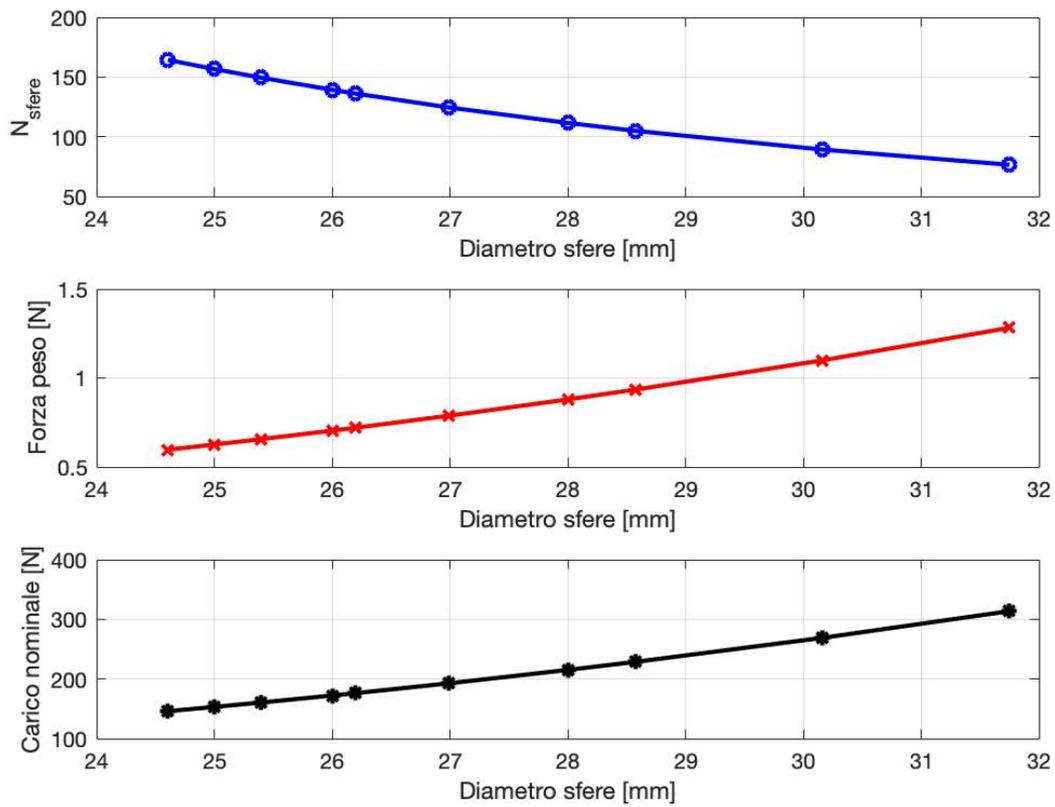


Figura 2.10: Andamento del numero di sfere, forza peso e del carico nominale in funzione del tipo sfera

grande numero di cicli (figura 2.11). Nel momento in cui si ristabilisce la normale forza di contatto P le sfere sono nuovamente forzate a percorrere l'orbita circolare per venire scaricate nel caricatore.

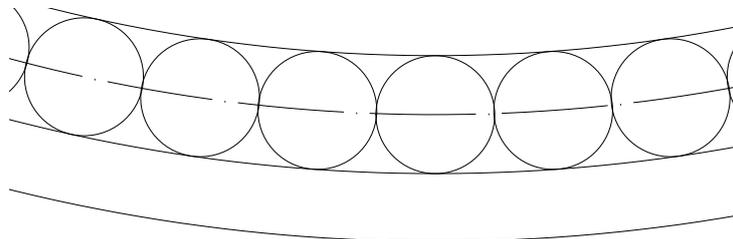


Figura 2.11: Condizione anomala di funzionamento: le sfere risultano a contatto l'una con l'altra

A causa del contatto le sfere hanno nel punto di contatto velocità periferiche simili in mo-

dulo ma di verso opposto (figura 2.12). Questo strisciamento ripetuto fra le sfere genera picchi di temperatura locali che scaldano l'acciaio fino a rinvenirlo generando i difetti di *re-hardening* e *temper lines*.

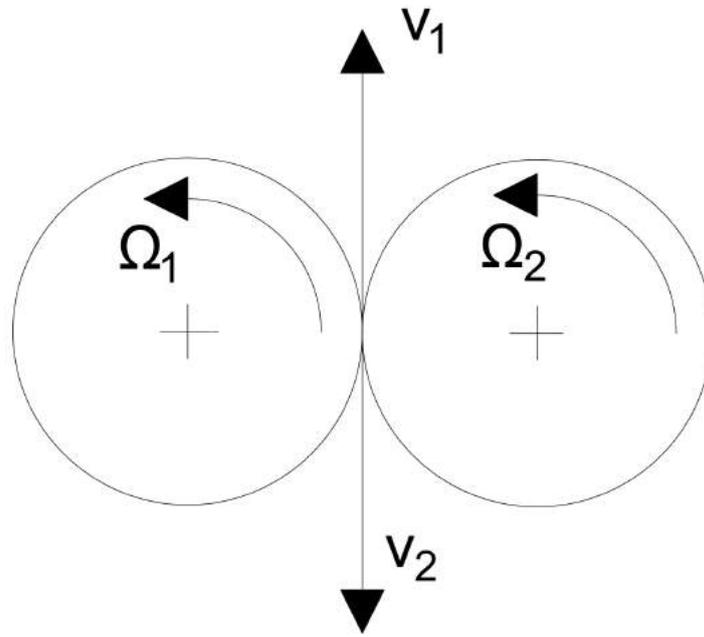


Figura 2.12: Rappresentazione di due sfere a contatto fra loro con velocità periferiche v opposte in verso

In figura 2.13 sono mostrati difetti di *temper lines* con grado di severità crescente. Nella 2.13(a) è mostrato un difetto di lieve entità, dove due sfere si sono urtate, lasciando un difetto puntuale, per poi separarsi durante il percorso nella gola. In figura 2.13(d) invece sono mostrate le caratteristiche forme a "gomitolo" dovute ad un contatto e strisciamento ripetuto.

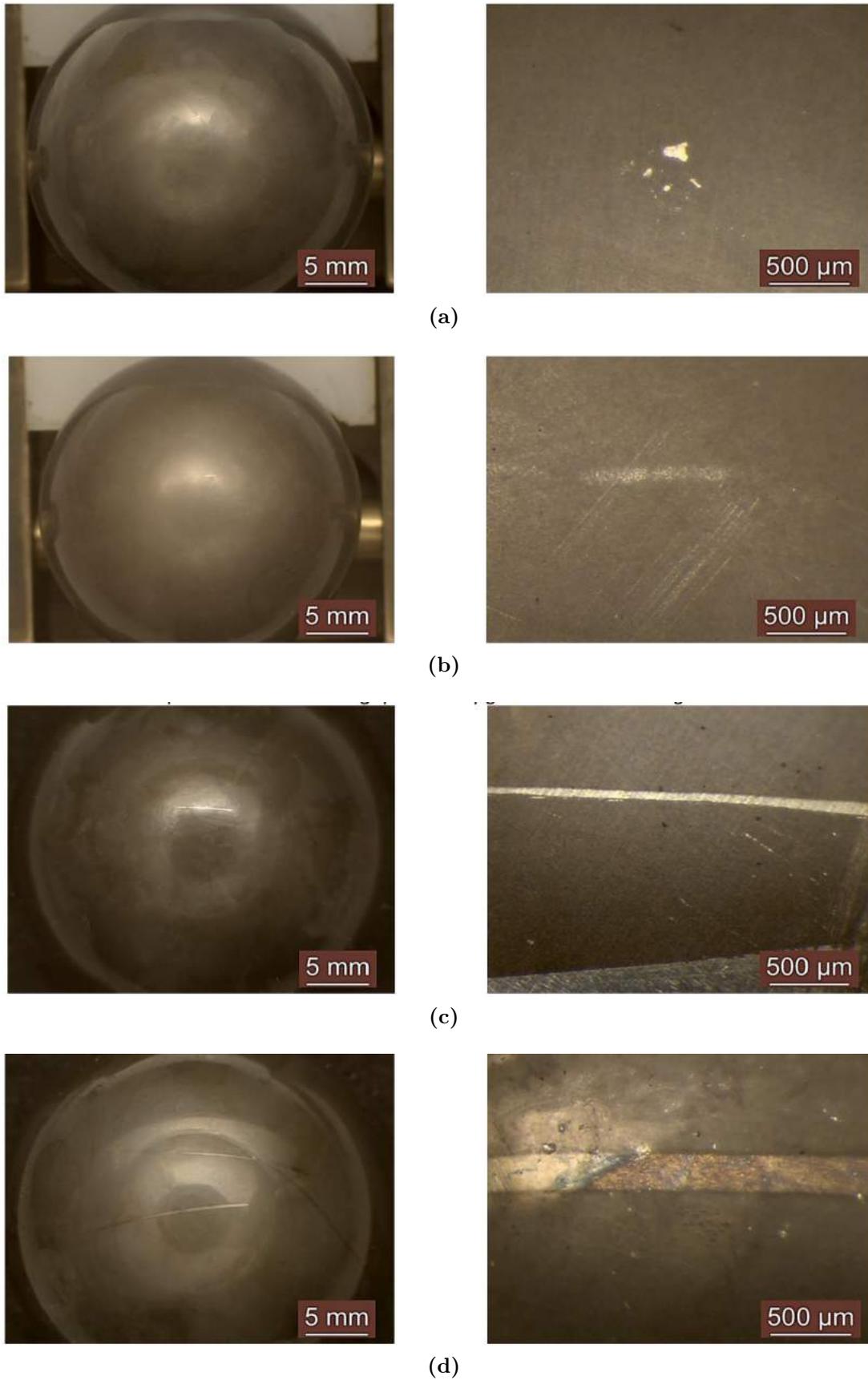


Figura 2.13: Controllo ottico su campioni: temper lines con grado severità crescente

Capitolo 3

Tribologia

3.1 Introduzione

La **tribologia** è la scienza che studia l'attrito, la lubrificazione e l'usura, ovvero tutti i problemi che possono presentarsi nel moto relativo tra superfici interagenti sottoposte ad un carico. La parola tribologia deriva dal greco ed è composta da tribos (in greco Τριβος), che significa attrito e logos (in greco λογος), che significa studio o scienza, quindi letteralmente *la scienza dell'attrito*.

I fenomeni fisici di solito hanno manifestazioni significative su più di una scala spaziale e/o temporale. La maggior parte dei processi tribologici come l'attrito e l'usura sono fenomeni multiscala per loro natura. I sistemi che ricadono nella meccanica del continuo e i sistemi multibody sono di maggior interesse ingegneristico industriale.

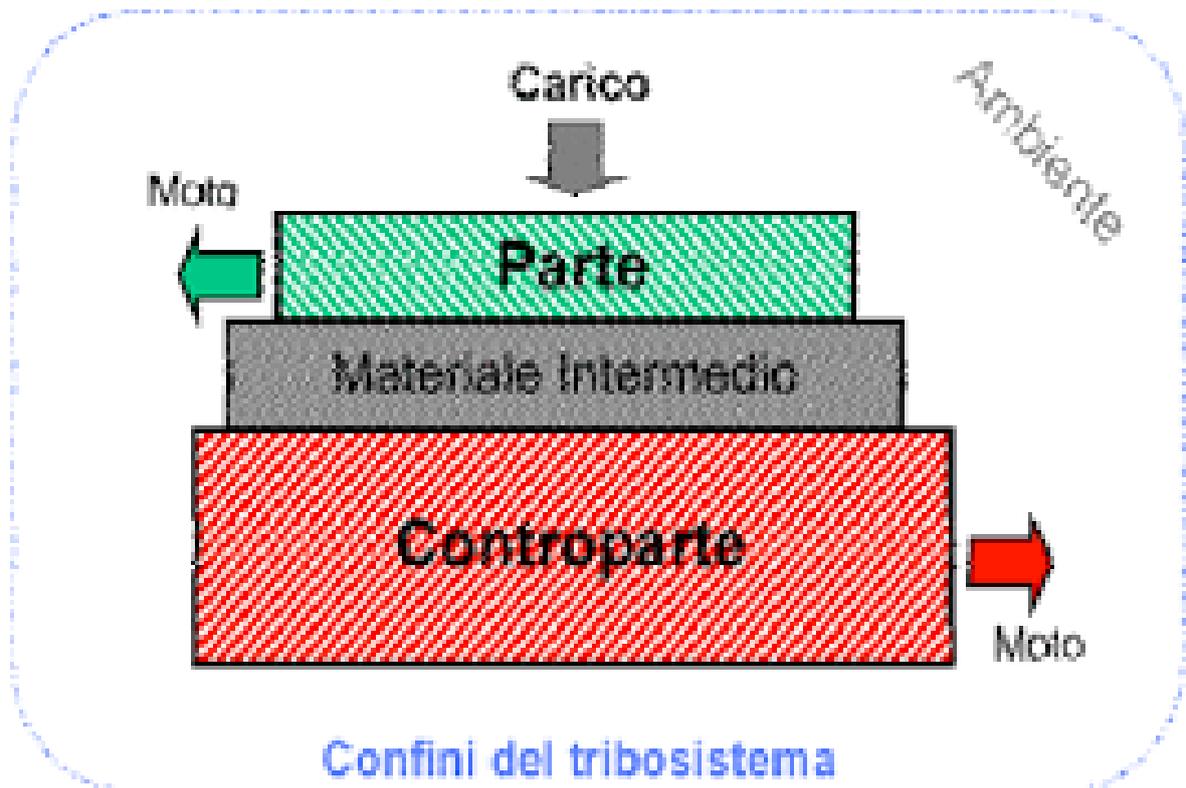


Figura 3.1: Schematizzazione di un tribosistema

3.2 Tribosistema

In genere, si definisce sistema tribologico, quel sistema caratterizzato da due o più corpi posti a contatto fra loro, in moto relativo.

Si caratterizzano tre macro aree per il sistema:

Parametri operativi: le condizioni di esercizio a cui sono sottoposte le superfici a contatto

- Carico: Forza di compressione che porta al contatto i due corpi
- Temperatura
- Velocità di scorrimento

Parametri di interazione: le condizioni chimico-fisiche negli intorni del sistema

- Tipologia di contatto e attrito
- Presenza e tipologia di lubrificante
- Presenza di contaminanti dall'esterno

Parametri tribometrici: sono l'output del sistema tribologico, in particolare l'attrito e l'usura dei corpi.

3.3 Attrito

L'attrito è un fenomeno inevitabile quando si hanno due organi a contatto diretto; spesso le forze d'attrito sono le principali responsabili della perdita in efficienza. Inoltre l'energia dissipata da questo fenomeno si trasforma direttamente in calore innalzando la temperatura dei corpi a contatto. Risulta fondamentale tenere sotto controllo questo fenomeno per un corretto funzionamento dei organi meccanici coinvolti nel contatto.

La prima legge correla forza di attrito con la componente normale del carico applicato attraverso un coefficiente di proporzionalità μ detto coefficiente di attrito. Sono due le leggi classiche che spiegano il fenomeno dell'attrito in funzione di parametri macroscopici. La prima legge indica che la forza di attrito è proporzionale alla componente normale del carico applicato sulla superficie; la seconda stabilisce l'indipendenza di tale forza dall'estensione della superficie di contatto. Da cui:

$$F_f = \mu \cdot P [N]$$

dove:

F_f : Forza di attrito o forza resistente

μ : Coefficiente di attrito

P : Carico normale

La legge di proporzionalità appena espressa parrebbe celare due apparenti contraddizioni; due corpi, dello stesso materiale, che vengano premuti su di un piano da due forze di pari entità P , ma che abbiano superfici di contatto di diversa estensione, realizzano due coppie tribologiche caratterizzate dallo stesso coefficiente d'attrito μ e quindi saranno soggette alla stessa forza resistente F_f (figura 3.2). In più la 3.3 sembra non tener conto della finitura superficiale dei corpi a contatto, non essendovi nessun parametro rappresentativo.

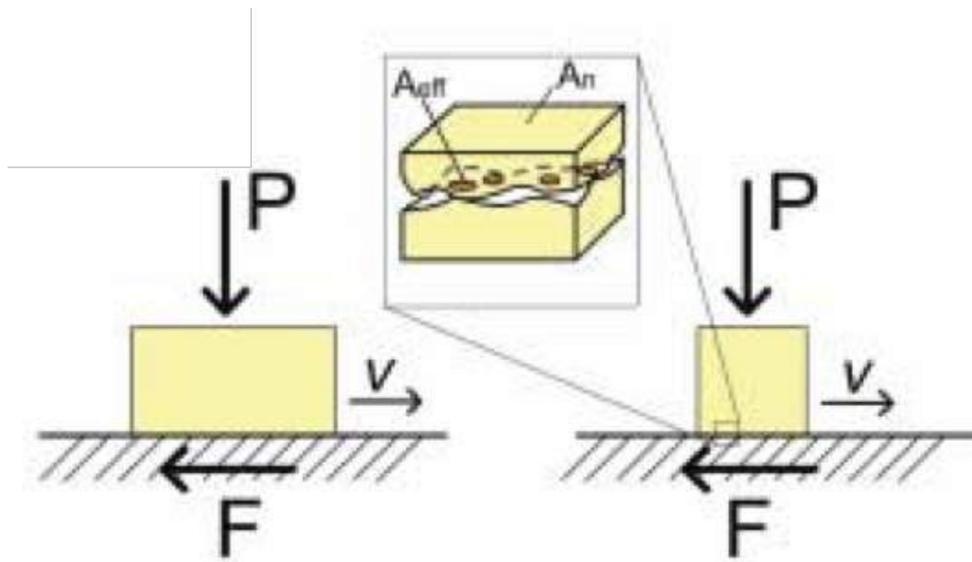


Figura 3.2: Schema delle forze in gioco nel contatto tra due corpi, con superfici di contatto nominali diverse

Quindi ci si aspetterebbe che la forza resistente F_f non dipenda dal carico normale P ma dalla sua distribuzione in termine di pressione specifica per unità di superficie. In questo

caso però intervengono i concetti di area effettiva A_{eff} e della morfologia del contatto (quindi della finitura superficiale).

Il contatto fra i corpi avviene su una porzione ridotta dell'area nominale A_n , di conseguenza le pressioni effettive sulle porzioni di superficie a contatto risultano maggiori del limite di plasticizzazione del materiale (figura 3.3). Tale carico specifico porta a deformazione plastica le creste a contatto fra loro ¹. La zona deformata plasticamente si comporta come una zona saldata.

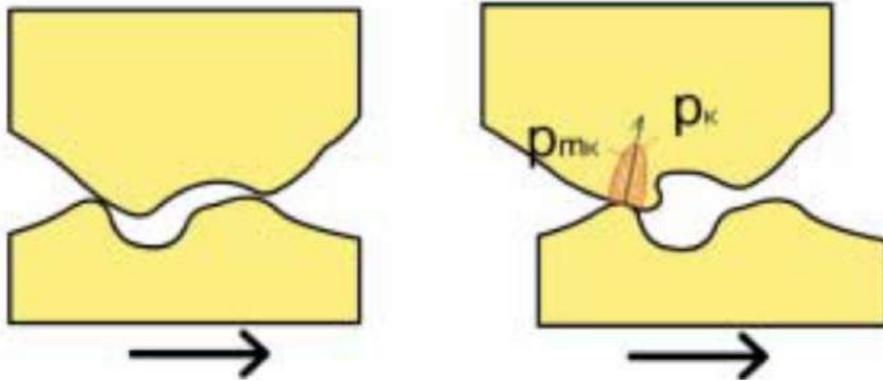


Figura 3.3: Superficie di contatto effettiva

Definita τ_m come la resistenza media allo scorrimento possiamo riscrivere la 3.3 come:

$$\mu = \frac{P}{F} = \frac{A_{eff} \cdot \tau_m}{A_{eff} \cdot p_m} = \frac{\tau_m}{p_m} \quad (3.1)$$

Dalla 3.1 si conclude che μ dipende effettivamente dalla coppia di materiali a contatto e dalla finitura superficiale.

Noto come il coefficiente di attrito dipenda principalmente delle caratteristiche dei materiali osserviamo quali altri parametri lo influenzano:

¹La deformazione avviene sempre a carico del materiale con le caratteristiche meccaniche inferiori

- In genere è poco influenzato dalla **velocità**
- La dipendenza dalla **temperatura** può diventare molto importante qualora ci siano applicazioni che possano superare delle temperature critiche.

In genere qualora valori di velocità e temperatura restino entro certi limiti il coefficiente di attrito può essere assunto **costante**.

3.4 Usura

Si definisce **usura** la perdita progressiva di materiale superficiale che si verifica sulle superfici di corpi a contatto soggette a moto relativo. In genere l'usura in sé non è un indice attendibile, in quanto misurare unicamente la perdita di materiale non fornirebbe informazioni complete. Piuttosto si preferisce usare un indice detto **tasso di usura** che pone in relazione il volume di materiale asportato per spostamento relativo definito come:

$$h = \frac{V}{s} [mm^3/mm] \quad (3.2)$$

dove V è il volume perso mentre s è lo spostamento relativo dei corpi.

Pur essendo fenomeni strettamente correlati attrito e usura non sono legati da leggi ben definite, infatti esistono coppie di materiali con basso coefficiente di attrito e elevato tasso di usura come alcuni polimeri come il PTFE (politetrafluoroetilene).

Si considerano generalmente quattro principali tipi di usura:

Usura corrosiva: dovuta principalmente all'azione chimica di sostanze presenti nell'ambiente. Soprattutto in ambienti molto corrosivi l'azione meccanica di asportazione

di materiale superficiale e l'azione chimica dell'ambiente possono esaltarsi l'un l'altro innescando tassi d'usura molto alti.

Usura adesiva: è principalmente dovuta alla rottura delle microngiunzioni di materiale a contatto (descritte nel paragrafo 3.3) che spezzandosi portano via parte del materiale. Per questo meccanismo, che conta fino al 45% dei casi, si può adoperare un modello molto semplice noto come **legge di Archard** che mette in relazione il volume di materiale asportato con il carico applicato, P e caratteristiche meccaniche del materiale.

$$h = \frac{V}{s} = \frac{K \cdot P}{H} \quad (3.3)$$

dove h è il tasso d'usura indicato nella 3.2, V è il volume di materiale asportato, H è la durezza del materiale più tenero, K è un parametro adimensionale che assume valori compresi fra $[10^{-8} \div 10^{-2}]$ in relazione alla severità del meccanismo d'usura, s è lo spostamento.

Usura abrasiva: È dovuta in genere all'azione di solcatura che le asperità superficiali o eventuali particelle esterne esercitano su una delle superfici a contatto (o su entrambe).

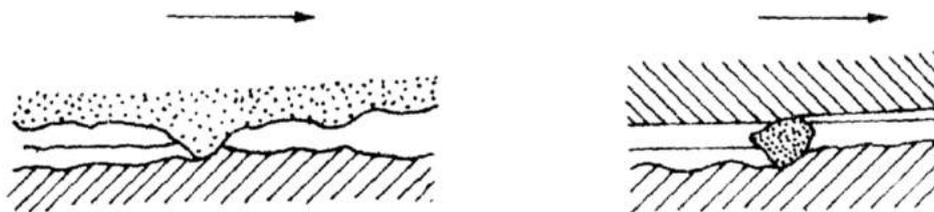


Figura 3.4: Meccanismo di usura abrasiva

Usura per fatica: nel contatto fra due corpi premuti l'uno contro l'altro e limitati da superfici, con curvatura relativa diversa da zero, la sollecitazione raggiunge il valore

massimo non sulla superficie dei corpi, ma ad una certa profondità. Se il carico viene ripetutamente applicato con una legge ciclica si può generare con tempo un frattura che può propagarsi fino al distacco della scaglia di materiale (*pitting*).



Figura 3.5: Effetto del *pitting* sulla ralla interna di un cuscinetto volvente

Capitolo 4

Meccanica del contatto

4.1 Introduzione

Il seguente capitolo è incentrato sugli sforzi e deformazioni che si sviluppano quando due superfici appartenenti a due corpi solidi vengono poste a contatto. In prima battuta possiamo distinguere due tipi di contatto, quelli *conformi* e *non conformi*. Un contatto si definisce conforme se le superfici dei due corpi a contatto si adattano perfettamente, o strettamente, senza doversi deformare. Corpi con profili differenti presentano un contatto non conforme. Quando i corpi vengono portati a contatto fra loro senza deformarsi, verranno a toccarsi prima su di un punto, il "punto di contatto", o su una linea, "linea di contatto". Per esempio, in un cuscinetto a sfere la sfera presenta un punto di contatto con le piste, mentre in un cuscinetto a rulli, il rullo genera una linea di contatto. La linea di contatto insorge quando i due corpi sono conformi lungo una direzione e non conformi nella direzione perpendicolare.

L'area di contatto di due superfici non conformi in genere è molto piccola paragonata alle

dimensioni dei due corpi coinvolti: le sollecitazioni sono fortemente concentrate nella zona di contatto e non sono molto influenzate dall'estensione dei corpi.

Si considerino due superfici non conformi: se queste vengono portate a contatto da una forza, anche piccola, si toccheranno in un punto, che verrà chiamato O e sarà l'origine della terna cartesiana $Oxyz$. Il corpo inferiore e quello superiore saranno rispettivamente chiamati 1 e 2 e sono rappresentati in figura 4.1.

L'asse Oz è scelto coincidente alla normale comune alle due superfici. Così come il piano $x - y$, detto anche piano osculatore, è il piano tangente alle due superfici. Gli assi Ox e Oy sono scelti per convenienza, lì dove l'applicazione lo renda possibile, coincidenti con eventuali assi di simmetria delle superfici.

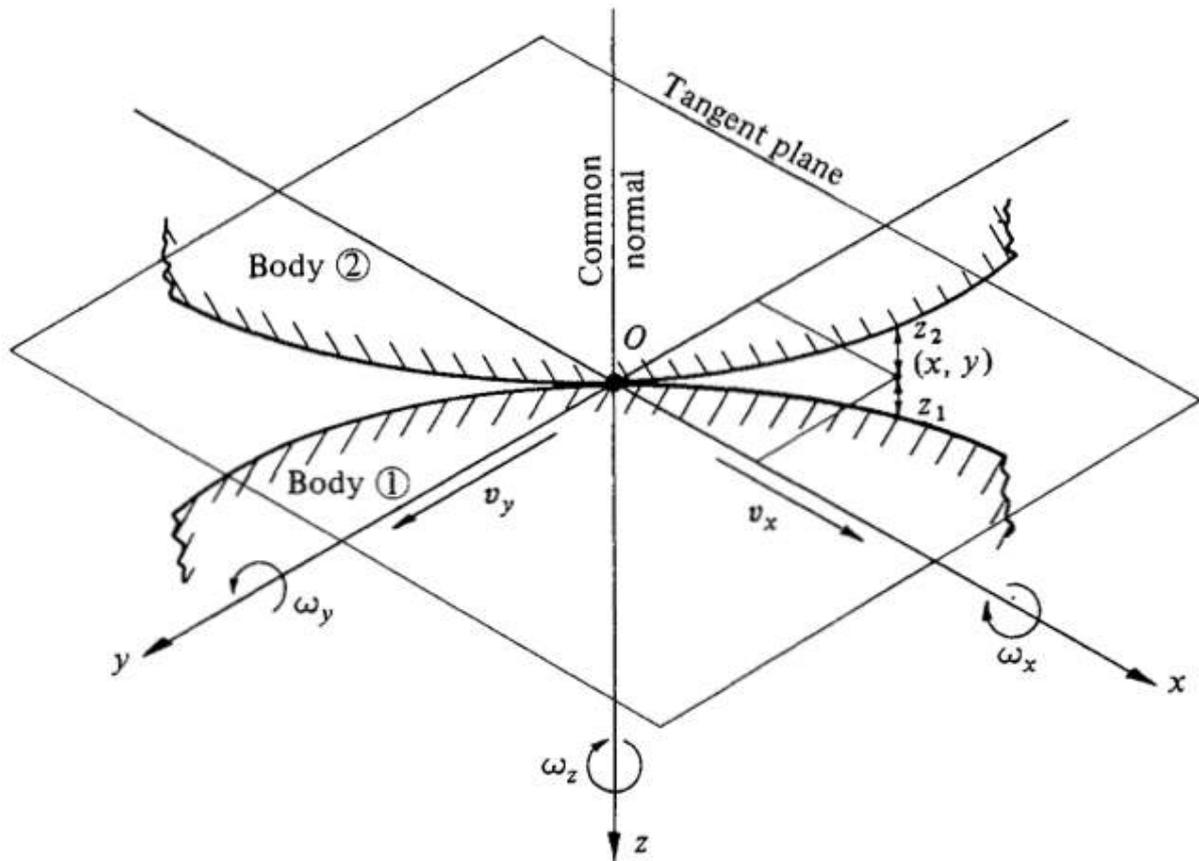


Figura 4.1: Superfici non conformi a contatto nel punto O

Le due curve possono essere descritte dalle seguenti funzioni:

$$z_1 = f(x, y) \quad (4.1)$$

$$z_2 = f(x, y) \quad (4.2)$$

E quindi la distanza di separazione fra le due superfici:

$$h = z_1 + z_2 = f(x, y) \quad (4.3)$$

4.2 Moti relativi fra le superfici di contatto

Il movimento di un corpo in qualsiasi istante di tempo può essere definito dal vettore velocità lineare \vec{V} di un punto di riferimento scelto arbitrariamente nel corpo insieme al vettore velocità angolare del corpo $\vec{\Omega}$.

Prendendo in considerazione due punti appartenenti rispettivamente ai corpi 1 e 2 definiti in figura 4.1 coincidenti col punto di contatto O possiamo definire per il corpo 1, all'istante dato, per un punto appartenente al corpo 1 il vettore velocità lineare \vec{V}_1 e il vettore velocità angolare $\vec{\Omega}_1$ e analogamente per il corpo 2 \vec{V}_2 e $\vec{\Omega}_2$. Considerato che il punto di contatto O (origine di un sistema di riferimento mobile solidale al punto di contatto) si muove con velocità \vec{V}_O e ruota con velocità angolare $\vec{\Omega}_O$ in modo da mantenere l'orientamento relativo alla normale comune ai due corpi e al piano di tangenza. Per cui possiamo definire le velocità dei due corpi rispetto ad O :

$$\begin{cases} \vec{v}_1 = \vec{V}_1 - \vec{V}_O \\ \vec{v}_2 = \vec{V}_2 - \vec{V}_O \end{cases} \quad (4.4)$$

e le velocità angolari:

$$\begin{cases} \vec{\omega}_1 = \vec{\Omega}_1 - \vec{\Omega}_O \\ \vec{\omega}_2 = \vec{\Omega}_2 - \vec{\Omega}_O \end{cases} \quad (4.5)$$

Consideriamo ora le componenti cartesiane proiettate lungo gli assi z_1 e z_2 di $\vec{v}_1, \vec{v}_2, \vec{\omega}_1$ e $\vec{\omega}_2$. Se il contatto è continuo, quindi, le superfici non sono né separate e né sovrapposte, le componenti di velocità lungo la normale comune devono uguagliarsi:

$$\begin{cases} v_{z1} = v_{z2} = 0 \\ V_{z1} = V_{z2} = 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

Adesso definiamo lo slittamento, o *sliding*, come la velocità relativa fra le due superfici nel punto O e lo indicheremo con $\vec{\Delta v}$:

$$\vec{\Delta v} = \vec{v}_1 - \vec{v}_2 = \vec{V}_1 - \vec{V}_2 \quad (4.7)$$

Le componenti dello *sliding* sul piano tangente quindi risultano:

$$\begin{cases} \Delta v_x = v_{x1} - v_{x2} \\ \Delta v_y = v_{y1} - v_{y2} \end{cases} \quad (4.8)$$

Il *Rolling*, o rotolamento, è definito come la velocità angolare relativa fra i due corpi a contatto lungo un asse giacente sul piano tangente. Le componenti della velocità angolare di rotolamento sono:

$$\begin{cases} \Delta \omega_x = \omega_{x1} - \omega_{x2} \\ \Delta \omega_y = \omega_{y1} - \omega_{y2} \end{cases} \quad (4.9)$$

Infine lo *spinning* è definito come la velocità angolare relativa lungo la normale di contatto:

$$\Delta \omega_z = \omega_{z1} - \omega_{z2} \quad (4.10)$$

In generale, soddisfatta l'ipotesi di un contatto continuo, il moto relativo fra le due superfici a contatto può essere una combinazione fra *sliding*, *rolling* e *spinning*. Per esempio si consideri uno pneumatico di un veicolo a contatto con l'asfalto. Quando l'auto percorre

una traiettoria rettilinea lo pneumatico mantiene il contatto con l'asfalto senza *sliding* o *spin*. Se però l'auto ha bisogno di sterzare si introduce un moto di *spin*. Se invece il veicolo inchioda e si bloccano le ruote il veicolo slitta senza rollare.

4.3 Forze trasmesse nel punto di contatto

La risultante delle forze scambiate dalle due superfici a contatto è una forza diretta lungo la normale di contatto, P , di compressione, ed una forza tangenziale Q che giace sul piano tangente dovuto all'attrito fra i corpi. In genere il modulo di Q è sempre minore o al più eguale alla forza di incipiente slittamento:

$$Q \leq \mu P \quad (4.11)$$

dove μ è il coefficiente di incipiente slittamento. La forza tangenziale Q , può essere scomposta nelle componenti Q_x e Q_y paralleli agli assi Ox e Oy . In un contatto dove si ha solo moto di slittamento la forza tangenziale raggiunge il suo valore limite nelle direzione opposta alla direzione della velocità di slittamento da cui:

$$\begin{cases} Q_x = -\frac{\Delta v_x}{|\Delta v_x|} \mu P \\ Q_y = -\frac{\Delta v_y}{|\Delta v_y|} \mu P \end{cases} \quad (4.12)$$

La forza che agisce lungo la normale di contatto ha l'effetto di deformare i corpi; per questo si avrà che la zona di contatto non risulta essere un solo punto ma piuttosto un'area di contatto di superficie finita. Pertanto è possibile avere anche un momento risultante (figura 4.2). Le componenti del momento M_x e M_y sono definite componenti di *rolling*, mentre la componente lungo la normale di contatto è detto momento di *spin*.

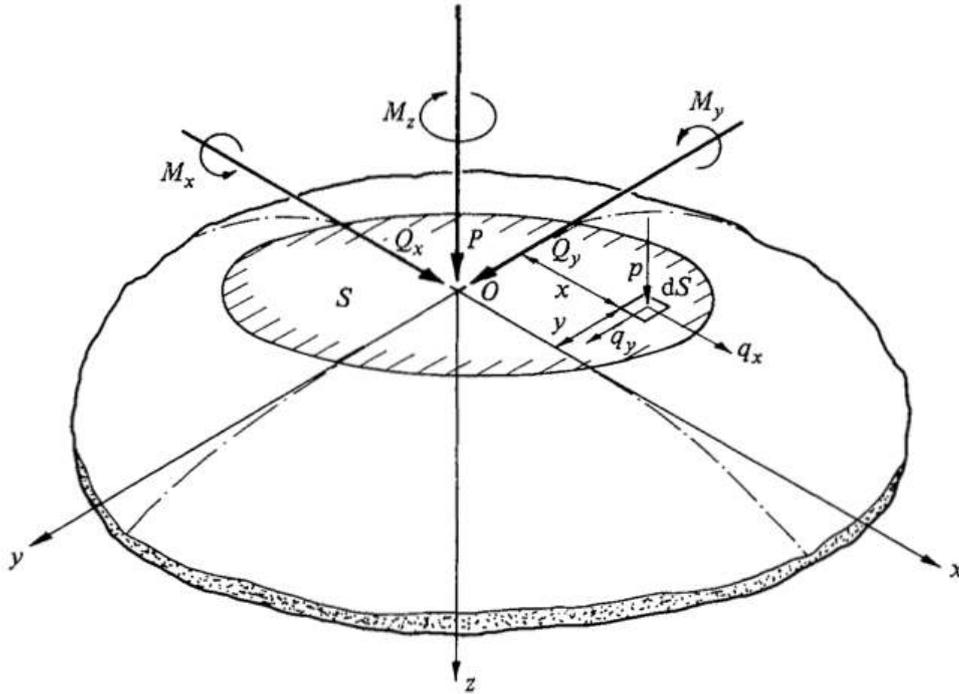


Figura 4.2: Forze e momenti agenti sull'area di contatto S

Le forze e le coppie trasmesse sono il risultato di una pressione normale di contatto p , e di una tangenziale q , che i corpi si scambiano lungo un'area ristretta (generalmente di forma ellittica). Da cui:

$$P = \int_D p \, dS \quad (4.13)$$

$$Q = \int_D q \, dS \quad (4.14)$$

E analogamente si possono determinare i momenti risultanti come:

$$M_x = \int_D py \, dS \quad M_y = - \int_D px \, dS \quad (4.15)$$

$$M_z = \int_D (q_y x - q_x y) \, dS \quad (4.16)$$

4.4 Contatto Non-Hertziano fra corpi

Prima di analizzare questo paragrafo si ricordano le ipotesi di base della teoria di Hertz per il contatto fra corpi:

- Le superfici a contatto sono continue e possono essere rappresentate da polinomi
- Solidi omogenei e isotropi
- Perfetta elasticità del materiale
- Assenza di forze di attrito
- Superficie di contatto piccola rispetto alle deformazioni dei due corpi a contatto

A causa di alcune peculiarità che avvengono in fase di lavorazione il contatto fra sfere e macchina utensile non può essere schematizzato secondo un modello Hertziano. Infatti:

1. Il materiale costituente la mola non è isotropo e perfettamente elastico
2. La lavorazione avviene per abrasione; ciò implica forze d'attrito non trascurabili

4.5 Contatto volvente fra corpi anelastici

4.5.1 Isteresi Elastica

Nessun corpo è perfettamente elastico. Durante un ciclo di carico e scarico, anche se all'interno dei limiti di elasticità del materiale, c'è sempre un'aliquota di energia dissipata. L'energia persa è solitamente espressa come una frazione α della massima energia di deformazione immagazzinata dal corpo durante il ciclo di carico. La frazione α si può chiamare anche *fattore di perdita per isteresi*. In genere per molti materiali il fattore α

è molto piccolo, solitamente sotto l'1%, ma per polimeri e gomme può essere molto più grande.

Il materiale del corpo solido in un contatto di rotolamento subisce un ciclo di scarico e scarico mentre scorre lungo la superficie di contatto (figura 4.3). L'energia di deformazione aumenta in corrispondenza della mezzeria del semipiano ($x = 0$) a causa del lavoro di compressione dovuto alla pressione di contatto agente.

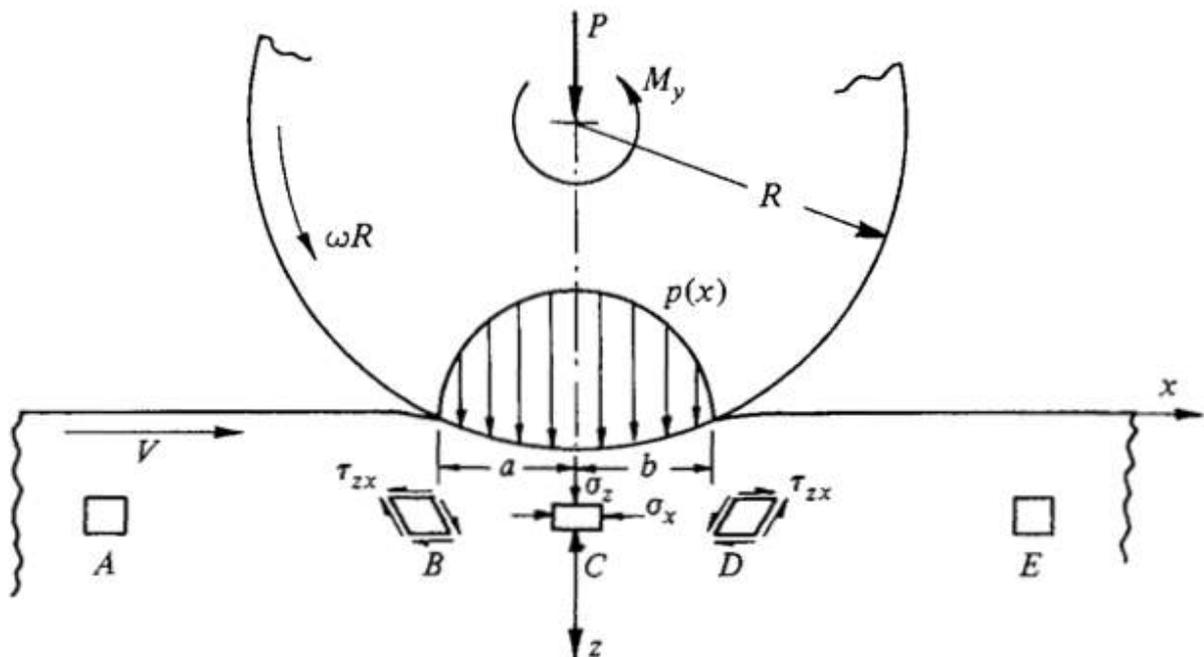


Figura 4.3: Deformazioni in contatto volvente. Si noti lo stato di sforzo tangenziale e di compressione durante il passaggio del corpo volvente nei punti A,B,C,D,E

Dopo il punto di massimo lavoro, l'energia di deformazione diminuisce. Trascurando l'effetto dell'attrito, l'energia di deformazione del materiale che arriva al piano centrale, in un tempo dt , può essere trovata dal lavoro svolto dalla pressione di contatto su una metà del contatto. Per un contatto cilindrico (per unità di spessore):

$$dW = \omega dt \int_0^a p(x)x dx \quad (4.17)$$

dove $p(x)$ è la pressione di contatto calcolata mediante la teoria di Hertz e ω la velocità angolare del corpo volvente. La potenza sarà dunque:

$$\dot{W} = \frac{2}{3\pi} P a \omega \quad (4.18)$$

dove P è il carico normale. Se assumiamo un fattore di perdita d'energia per isteresi α , il momento necessario a mantenere il movimento è dato eguagliando la potenza dissipata con la potenza erogata:

$$M_y \omega = \alpha \dot{W} = \alpha \frac{2}{3\pi} P a \omega \quad (4.19)$$

oppure:

$$\mu_R \equiv \frac{M_y}{PR} = \alpha \frac{2a}{3\pi R} \quad (4.20)$$

dove μ_R è il coefficiente di resistenza al rotolamento. Possiamo esprimere il coefficiente di resistenza per un materiale non perfettamente elastico anche in funzione del paramentre α :

$$\mu_R \equiv \frac{M_y}{PR} = \alpha^{\frac{3}{16}} \frac{a}{R} \quad (4.21)$$

Per una sfera su un piano a è proporzionale a $(PR)^{\frac{1}{3}}$ per cui la forza resistente:

$$F_R = \frac{M_y}{R} \propto P^{4/3} R^{-2/3} \quad (4.22)$$

Capitolo 5

Caratterizzazione dei materiali

5.1 Introduzione

Il seguente capitolo verterà sulla caratterizzazione meccanica dei materiali che costituiscono rispettivamente dischi e sfere.

L'acciaio da cui vengono ottenute le sfere, come già citato, è il 100Cr6. È un tipo di acciaio commerciale le cui caratteristiche sono note e vengono riportate in tabella 5.1.

Caratteristica	Simbolo	Valore
Densità	ρ	7800 [Kg/m ³]
Carico a rottura	R, σ_R	1080 ÷ 1470 [N/mm ²]
Carico di snervamento	$Rp_{0.2}, \sigma_s$	835 [N/mm ²]
Allungamento %	$A\%$	9%
Durezza dopo tempra	HRC	65
Modulo di elasticità	E	200[GPa]
Modulo di Poisson	ν	0.3

Tabella 5.1: Caratteristiche 100Cr6

5.2 Bachelite

Prima di analizzare le prove svolte sulla bachelite, è bene fornire una breve descrizione del materiale.

La bachelite è un tipo di polimero, precisamente una resina fenolica (una resina ottenuta dalla reazione fra fenolo e formaldeide). È anche un materiale termoindurente, ovvero non può più essere fuso dopo lo stampaggio. La matrice fenolica può essere arricchita al suo interno da materiali di supporto (riempitivi); nell'applicazione di studio i materiali di supporto risultano essere silice e ossidi di alluminio che permettono una maggiore azione abrasiva dei dischi. Nelle figure 5.1, 5.2 e 5.1 è mostrata una sezione di bachelite a diversi ingrandimenti.



Figura 5.1: Sezione di Bachelite ingrandita a $100 \mu m$

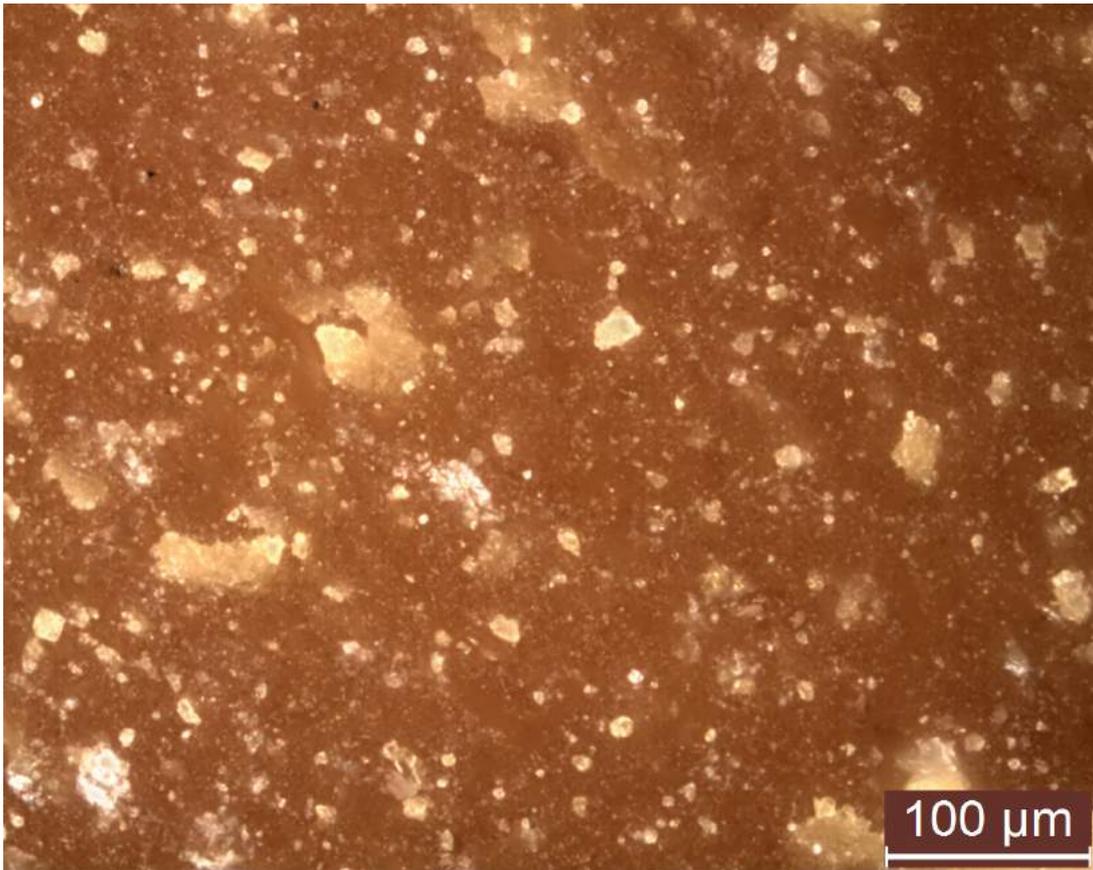


Figura 5.2: Sezione di Bachelite ingrandita a $200 \mu m$

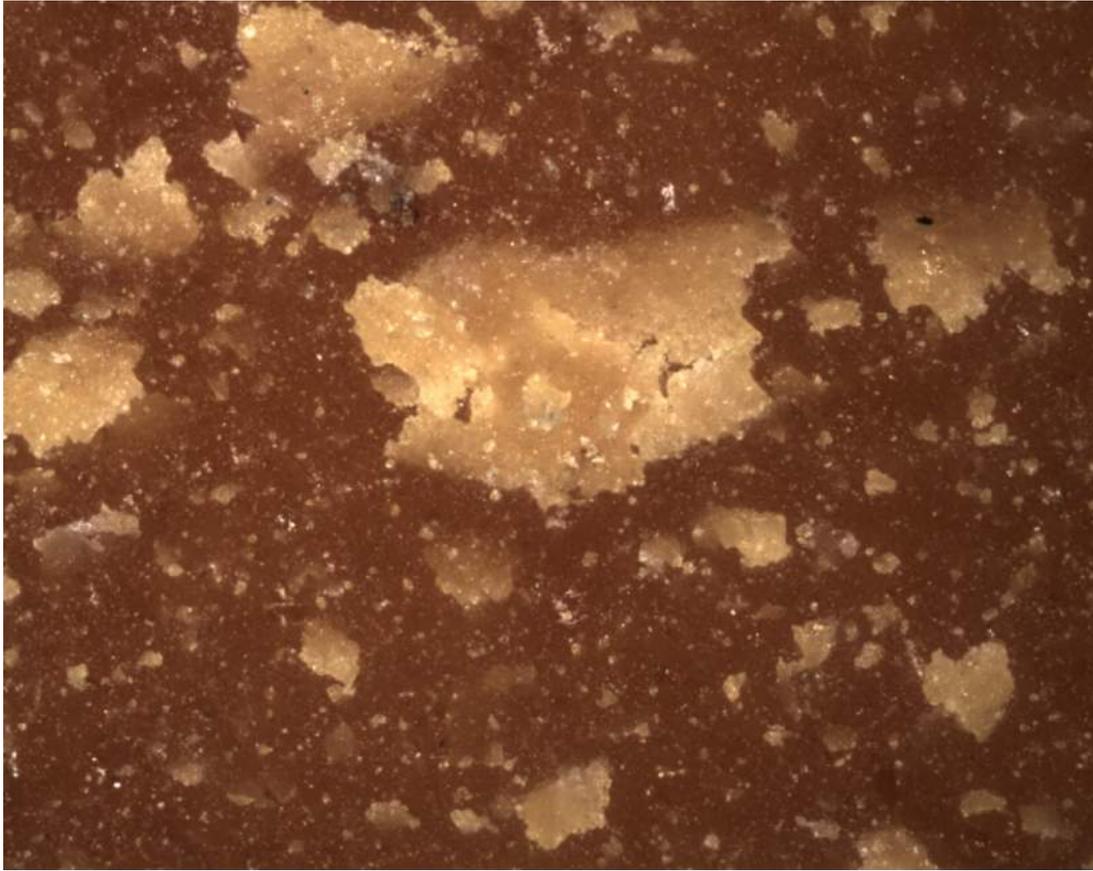


Figura 5.3: Sezione di Bachelite ingrandita a 400 μm

5.2.1 Prova di trazione

Per caratterizzare meccanicamente la bachelite è stata eseguita una serie di prove di trazione su dei provini realizzati all'interno dello stabilimento di Pinerolo, in conformità con le normative **DIN EN ISO 527-1** e **DIN EN ISO 527-2**.

Per le prove si sono utilizzati 5 provini ad "osso di cane" a sezione rettangolare, denominati da A ad E, (Figura 5.4) e si è imposta una velocità di deformazione pari ad 1 mm/min come consigliato da normativa (ricordando che la misurazione è di tipo statico la velocità di deformazione, $\dot{\epsilon}$, del corpo deve essere trascurabile).

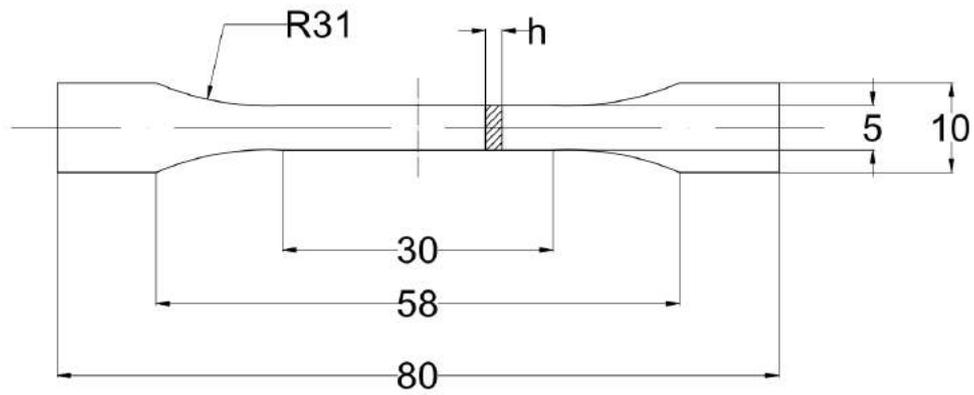


Figura 5.4: Provino secondo normativa EN ISO 527-2



Figura 5.5: Provino

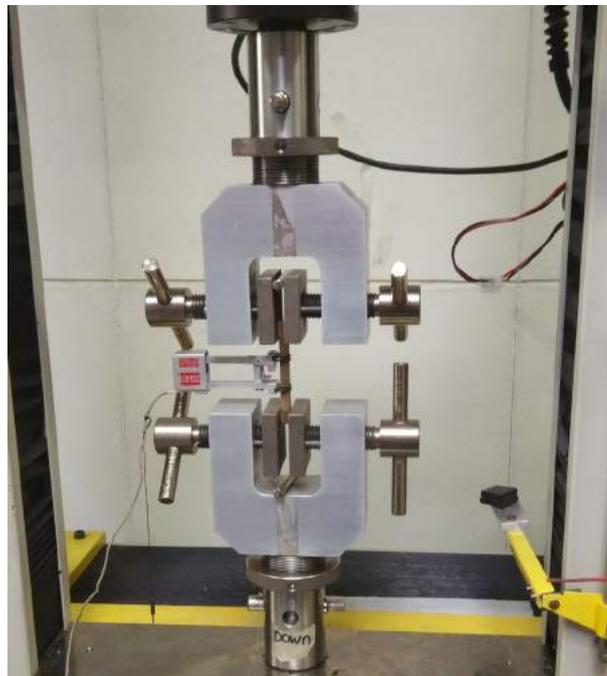


Figura 5.6: Prova di trazione

In Figura 5.6 è mostrata la macchina dove si esegue la prova con il provino montato in posizione. La macchina è dotata di un estensimetro che permette di misurare la de-

formazione del tratto calibrato del provino e di una cella di carico che controlla il carico normale applicato.

I valori della sezione trasversale di ogni provino sono elencati nella tabella 5.2.

PROVINO	A_0 [mm^2]
A	31.46
B	28.80
C	23.01
D	24.14
E	31.80

Tabella 5.2: Sezione trasversale dei provini

I risultati forniti dalla macchina di prova (con una frequenza di campionamento $f = 10$ [Hz]) sono mostrati in figura 5.7, ricordando che:

$$\sigma = \frac{P}{A_0}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Comparando le curve di figura 5.7 alle curve in figura 5.8 si può osservare come la bachelite si comporti come un materiale fragile, non presentando una zona plastica e un limite allo snervamento (curva di tipologia **a**).

Una seconda osservazione, dall'analisi delle prove, è che il limite di rottura del materiale non è simile per ogni prova. Ciò è in parte spiegato dalla disomogeneità del materiale sottoposto a prova e dalla suo non facile lavorabilità con macchine utensili.

Definita la curva $\sigma - \varepsilon$ del materiale e il tipo di materiale si può passare al calcolo del Modulo di Young della bachelite definito secondo normativa con la seguente:

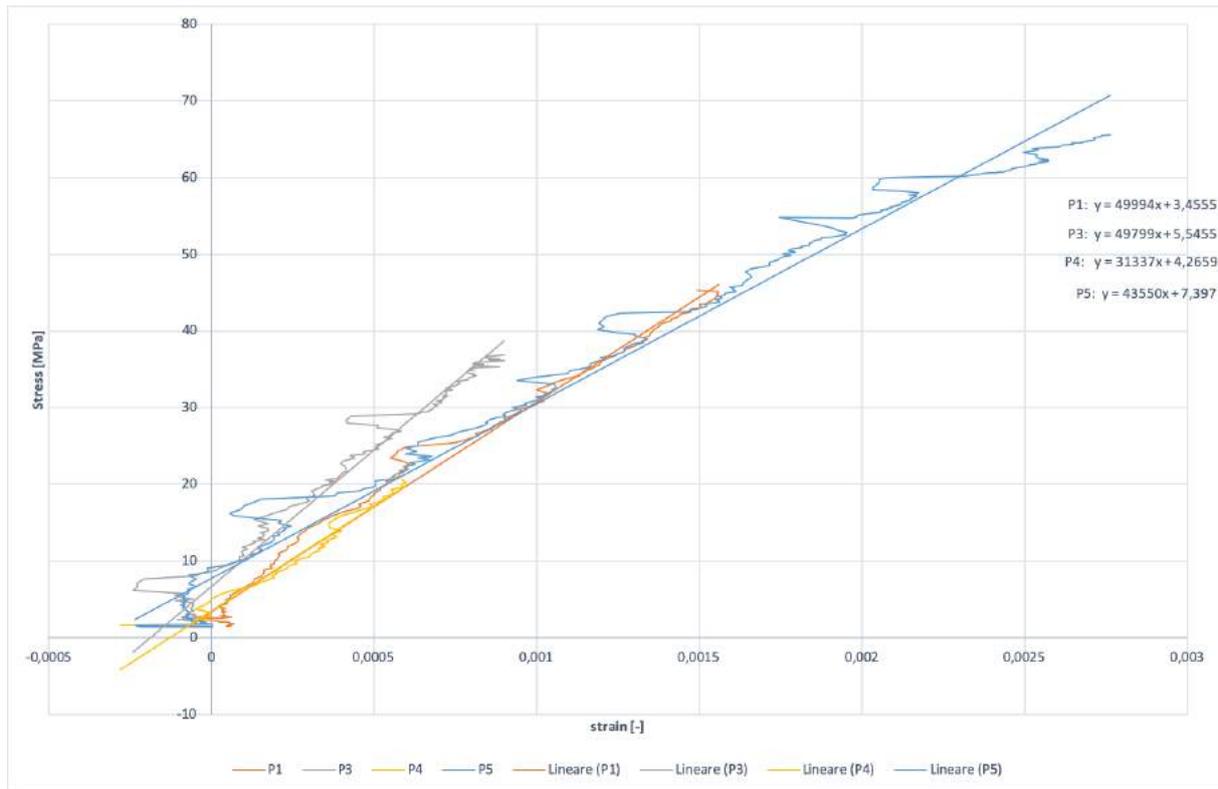


Figura 5.7: Curva $\sigma - \varepsilon$

$$E_t = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} \quad (5.1)$$

dove:

- E_t : modulo tangenziale espresso in $[GPa]$
- σ_1 è il carico calcolato per un valore di $\varepsilon_1 = 0.0005$
- σ_2 è il carico calcolato per un valore di $\varepsilon_2 = 0.0025$

Dalla media delle prove è stato calcolato un valore del modulo di Young pari a $E_{bac} = 43.7 [GPa]$.

In tabella 5.3 sono riportate le principali caratteristiche della bachelite:

Come si nota la bachelite risulta più "tenera" rispetto all'acciaio.

Durante la lavorazione parte della matrice fenolica viene consumata scoprendo le inclu-

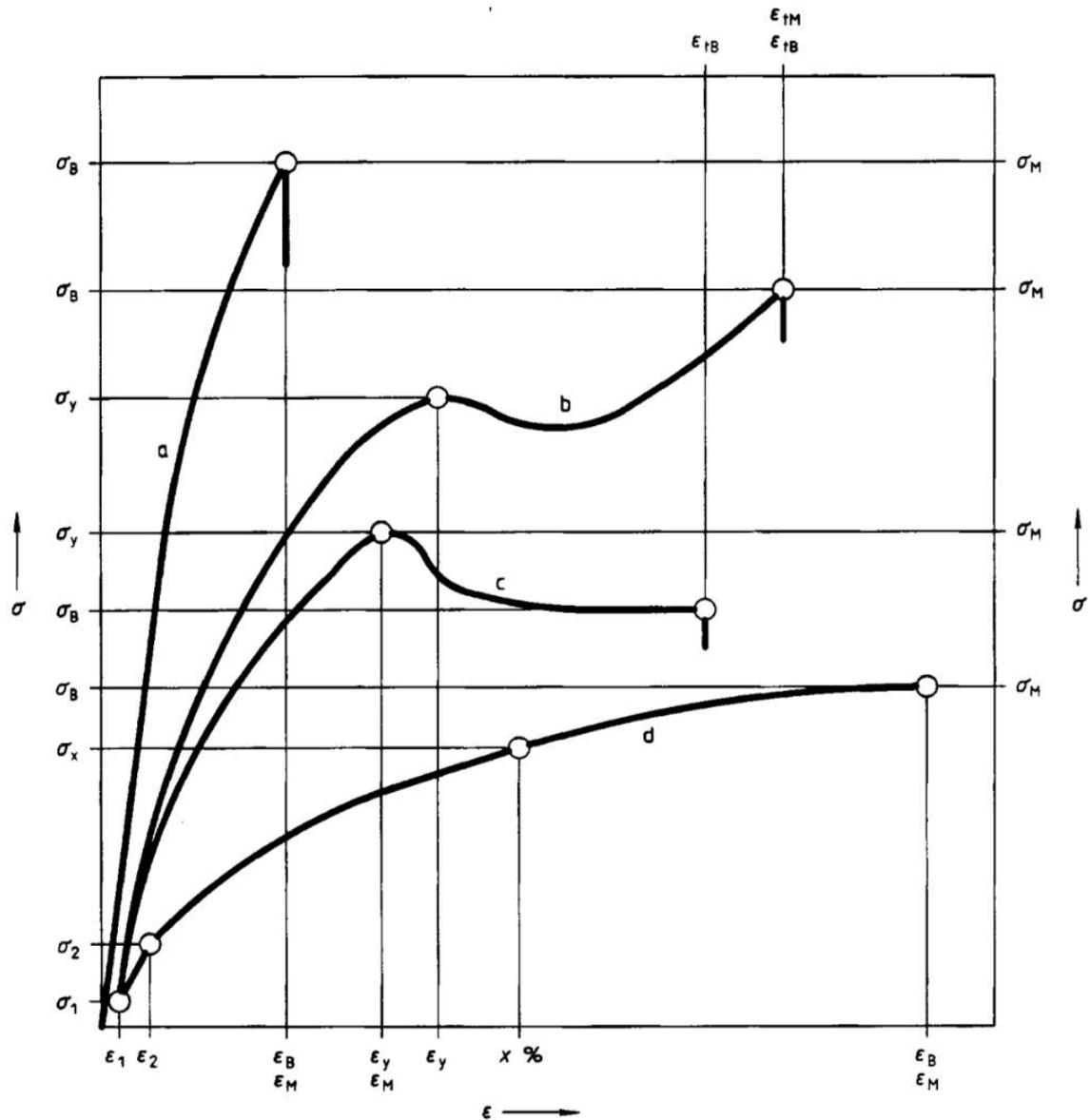


Figura 5.8: Esempi di curve di stress-deformazione per materiali plastici: **a** materiale fragile, **b-c** Curve di materiali con limite di snervamento, **d** materiali completamente plastici senza snervamento

Caratteristica	Simbolo	Valore
Densità media	ρ	2500 [Kg/m ³]
Carico a rottura medio	R, σ_R	36 [N/mm ²]
Carico di snervamento	$Rp_{0.2}, \sigma_s$	-
Modulo di elasticità	E	43.7[GPa]
Modulo di Poisson	ν	0.1

Tabella 5.3: Caratteristiche Bachelite

sioni del materiale di supporto (silice e ossidi di alluminio con caratteristiche meccaniche superiori rispetto la matrice fenolica) i quali si comportano come microtaglienti asportan-

do porzioni microscopiche di materiale dalle sfere d'acciaio. L'apporto del materiale di supporto sulla superficie di lavorazione è garantito dal continuo contatto dei dischi con le sfere. Questa azione abrasiva migliora globalmente la finitura superficiale della sfera.

5.3 Finitura superficiale

In ultima analisi sono state valutate le finiture superficiali dei dischi in bachelite e delle sfere in ingresso lappatura.

5.3.1 Finitura superficiale dischi bachelitici

Per la rugosità superficiale è stato adoperato un rugosimetro. Non potendo posizionare un intero disco di bachelite sono stati utilizzati dei piatti di bachelite di scarto che sono stati prima sfacciati per simulare le lavorazioni per asportazione di truciolo eseguite sui dischi (principalmente operazioni di sfacciatura per tornitura e fresatura). Al fine di avere un valore medio sono state eseguite 3 prove come si osserva in figura 5.9

Da cui i principali indici di rugosità sono indicati in tabella 5.4

Valore misurato	Prova 1	Prova 2	Prova 3	Valor medio
R_a [μm]	0,640	0,984	0,678	0,767
R_q [μm]	0,821	1,216	0,893	0,857
$R_{p_{max}}$ [μm]	1,160	2,045	1,533	1,580
$R_{v_{max}}$ [μm]	2,806	4,214	4,154	3,725
R_z [μm]	2,748	3,794	3,084	3,208
$R_{z_{max}}$ [μm]	3,540	5,857	5,687	5,028

Tabella 5.4: Valori di rugosità superficiale della bachelite

dove:

- R_a : è definito come la media aritmetica delle distanze assolute del profilo di rugosità rispetto alla linea media:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx$$

- R_q : definito come:

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l |z(x)|^2 dx}$$

- $R_{p_{max}}$: è il più grande fra i singoli picchi rispetto alla linea media da ogni lunghezza di campionamento.
- $R_{v_{max}}$: è il più grande fra le singole valli rispetto alla linea media da ogni lunghezza di campionamento.
- R_z : definita come ISO 10 point height da Normativo ISO 4287/1-1984.
- $R_{z_{max}}$: è la più grande fra le distanze Picco-Valle fra tutte le lunghezze di campionamento.

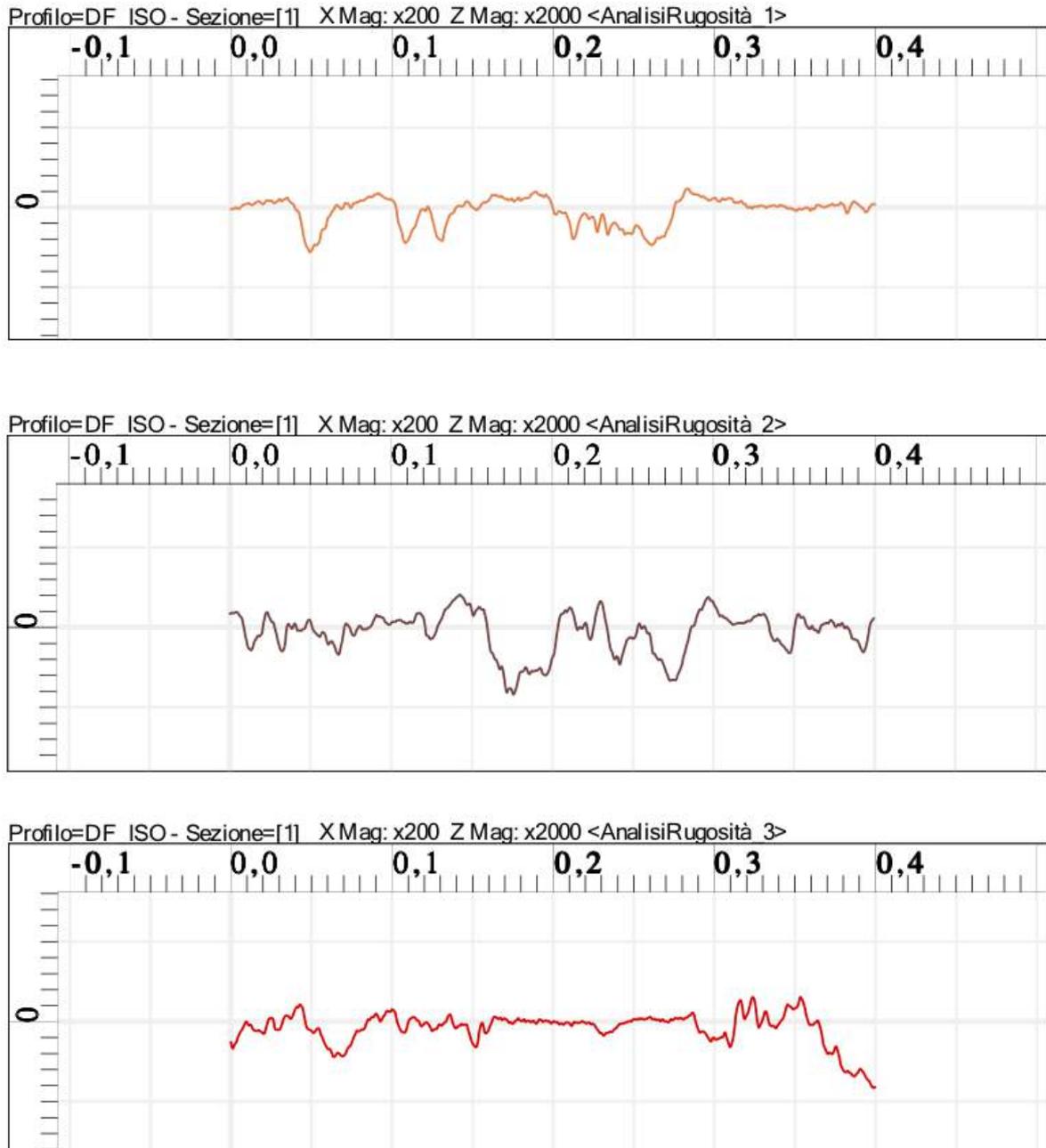


Figura 5.9: Test di rugosità della bachelite

Capitolo 6

Lubrificazione

6.1 Aspetti generali

Per attenuare i fenomeni d'attrito e usura che si manifestano nel contatto tra due corpi in moto relativo tra loro occorre lubrificare le superfici di contatto. Infatti se fra gli elementi cinematici di una coppia con contatto di strisciamento viene introdotto un fluido, in modo tale che al contatto diretto fra due superfici asciutte venga sostituito un contatto mediato solido-fluido-solido, si possono ottenere forti riduzioni del coefficiente di attrito. Nelle applicazioni pratiche si ricorre frequentemente a contatti mediati. Il fluido contenuto nell'intercapedine (**meato**) è comunemente un liquido, talvolta un gas; ad esso si dà il nome di lubrificante. Il lubrificante deve essere in grado di reagire alle forze normali che i due membri a contatto si trasmettono in corrispondenza della coppia e, allo stesso tempo, di dare origine ad azioni tangenziali di entità trascurabile. Inoltre, il ruolo del lubrificante risulta necessario nelle lavorazioni meccaniche, oltre alla riduzione della frizione fra le superfici a contatto, per contenere le temperature che si verrebbero a crearsi localmente (lubrorefrigerazione).

Le condizioni di lubrificazione spaziano fra due estremi legati soprattutto ai valori di carico, di velocità e di viscosità del lubrificante: la lubrificazione a film spesso (completa, o idrodinamica) e la lubrificazione limite. La condizione di lubrificazione idrodinamica si verifica quando l'altezza del meato (in genere l'altezza minima) è maggiore delle rugosità delle superfici delimitanti il meato, quella limite quando l'elemento separatore è costituito da uno strato di lubrificante di ordine di grandezza molecolare. Il passaggio da un regime di lubrificazione all'altro avviene gradualmente con un cambiamento delle percentuali di carico sopportate dal film fluido e dalle asperità superficiali ricoperte dallo spessore molecolare di lubrificante. Partendo da condizioni di lubrificazione completa (*full fluid lubrication*), al diminuire della viscosità e/o della velocità, o all'aumentare del carico, le asperità più elevate delle due superfici entrano in contatto: una parte del carico viene quindi sostenuta dal contatto diretto e la parte rimanente dalla pressione del fluido (condizioni di lubrificazione mista, *mixed lubrication*). Al diminuire dello spessore del meato una parte sempre più rilevante del carico viene sostenuta dalla pressione di contatto fra le asperità, finché non è più possibile generare nel lubrificante pressioni rilevanti: l'annullarsi del rapporto fra la frazione del carico sostenuta dal lubrificante e la frazione sostenuta dalle asperità in contatto segna il passaggio alla lubrificazione limite (*boundary lubrication*).

Il passaggio da un regime all'altro è ben evidenziato dalle cosiddette curve di Stribeck: Il coefficiente d'attrito f può essere espresso come somma di due componenti (i cui andamenti sono riportati in figura 6.1, con f_s il coefficiente d'attrito legato al contatto fra le asperità superficiali e f_h quello per contatti completamente lubrificati).

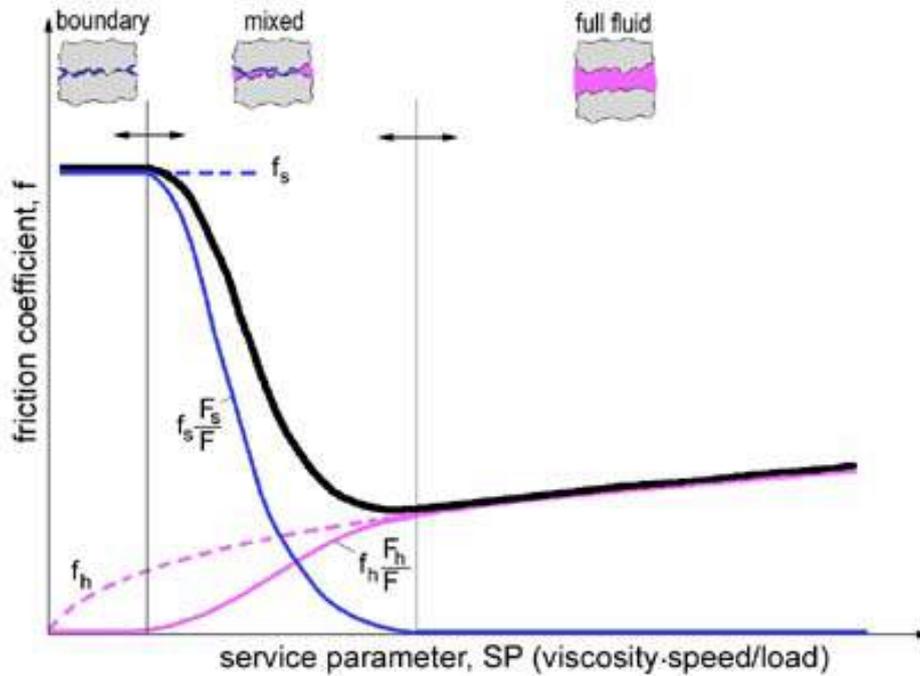


Figura 6.1: Curva di Stribeck

In genere l'andamento del coefficiente di attrito viene riportato in funzione di un parametro che tiene conto degli effetti congiunti di carico applicato, velocità relativa della coppia tribologica, e viscosità del lubrificante detto parametro o numero di Sommerfeld (o di Stribeck o di Hersey) $S = \frac{\mu N}{P}$. Come gli effetti di carico, velocità e viscosità del lubrificante vengono inglobati nelle curve di Stribeck, uno dei parametri più significativi per tener conto anche della rugosità è sicuramente l'altezza adimensionale del meato L , funzione dello spessore del meato h e delle rugosità quadratiche medie delle superfici dei corpi a contatto, Rq_1 e Rq_2 :

$$L = \frac{h}{\sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2}} \quad (6.1)$$

Poiché l'altezza del meato è funzione di viscosità, velocità e carico, in definitiva l'espressione di L è simile al numero di Sommerfeld con in più la rugosità (Parametro

$$\Lambda \simeq \frac{S}{Rq_{eq}})$$

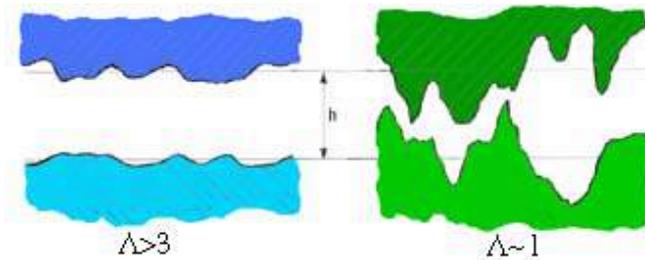


Figura 6.2: Effetto della rugosità in relazione all'altezza del meato fluido

In definitiva la curva di Stribeck, considerando la rugosità superficiale come un parametro di influenza, ha un andamento del qualitativamente analogo alla curva indicata in figura 6.1. In particolare si osserva che al crescere dell'altezza del meato di fluido il la rugosità superficiale incide sempre meno sulle dinamiche di attrito.

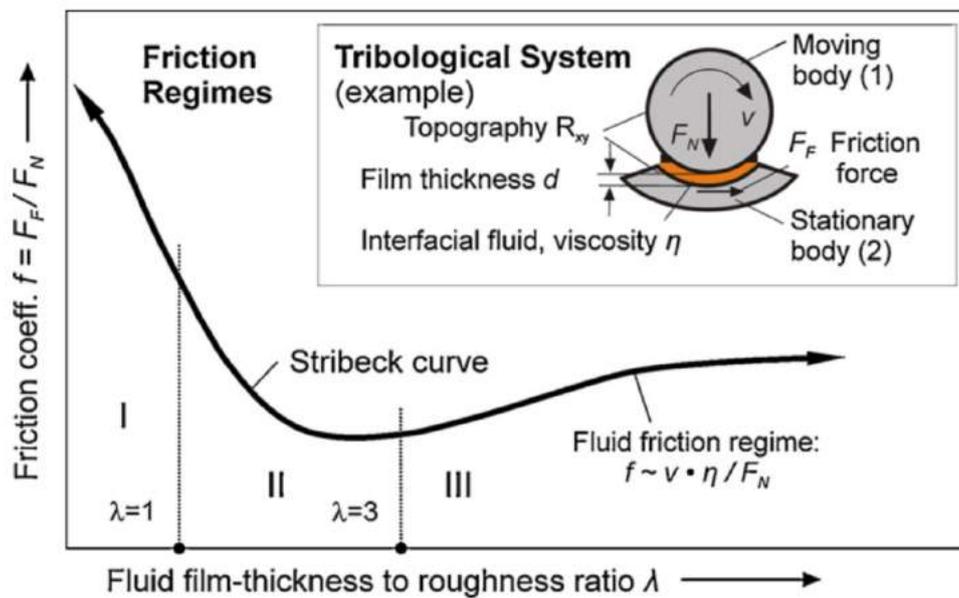


Figura 6.3: Curva di Stribeck in funzione della rugosità superficiale

Analizzato l'andamento del coefficiente di attrito in funzione dei parametri caratteristici adesso si passa a descrivere la fenomenologia corrispondente alle tre regioni di lubrificazione:

Regione I Lubrificazione limite: Parametro $\Lambda < 1$

Coefficiente di attrito $f \simeq 0.05... > 1$

Meccanismi di attrito fra corpi: Isteresi elastica, adesione, microdeformazioni plastiche, usura per fatica, attrito da contatto fra le due superfici, alte temperature locale dovuti all'elevata dissipazione dei fenomeni d'attrito. In questa regione il film lubrificante è nullo o riconducibile a poche molecole e i corpi sono a contatto fra loro. la componente del coefficiente di attrito prevalente è quella dovuta al contatto diretto fra i corpi.

Regione II : Lubrificazione mista: Parametro $1 < \Lambda < 3$

Coefficiente di attrito $f \simeq 0.02...0.1$

Meccanismi di attrito fra corpi: Caratteristiche miste fra le regioni I e III In questa regione di transizione le componenti del coefficiente di attrito dovuto alle asperità, f_s , e la componente dovuta all'effetto del fluido, f_h tendono a bilanciarsi nella fascia centrale. Andando verso le regioni I e III tenderà a prevalere la componente di attrito caratteristica.

Regione III : Lubrificazione fluidodinamica: Parametro $\Lambda > 3$

Coefficiente di attrito $f \simeq 0.001...0.05$

Meccanismi di attrito fra corpi: Fenomeni idrodinamici, lubrificazione elastoidrodinamica (EHD).

In questa regione il film lubrificante è tale che la rugosità dei corpi non ha più effetto e i meccanismi di attrito sono causati quasi esclusivamente dall'interazione del fluido con la coppia solida.

6.2 Equazioni di equilibrio

Supponiamo di trovarci in una situazione di lubrificazione fluidodinamica (regione III della curva di Stribeck) per cui vi è un film di lubrificante che separa le superfici a contatto. Per cui supposti spessore di meato h , definita la viscosità, μ , e densità del fluido, ρ , del fluido andiamo a calcolare le seguenti grandezze:

- il campo di velocità nel meato
- la distribuzione di pressioni nel meato, quindi l'azione risultante
- lo sforzo tangenziale e la risultante tra fluido e pareti

Ricordando che l'equazioni di governo di uno fluido, le equazioni di Navier-Stokes, sono una famiglia di equazioni non lineari e matematicamente complesse, introduciamo alcune semplificazioni del problema dal punto di vista matematico ma che consentano di rimanere fedeli alla fisica del problema.

In particolare poniamo:

- flusso stazionario. In tale ipotesi si perde la dipendenza dal tempo del fenomeno studiato
- il **moto** del fluido sia in regime laminare. Ovvero al flusso associamo un gruppo adimensionale, detto numero di Reynolds, definito come il rapporto fra le forze viscosi e quelle inerziali:

$$Re = \frac{\rho u x}{\mu} \quad (6.2)$$

dove u è la velocità media del flusso mentre x risulta essere una dimensione caratteristica, in questo caso lo spessore del meato, h , μ la viscosità dinamica e ρ la densità

del fluido.

Affinché il flusso sia laminare il numero di Reynolds deve essere circa inferiore a 2000. Questa ipotesi è giustificata sia dalla sottigliezza dello spessore di meato e dalle basse velocità del fluido. Ipotizziamo uno spessore di meato dell'ordine dei micrometri ($10^{-6} m$), il fluido in esame è acqua con densità $\rho = 1000 kg/m^3$ e viscosità dinamica $\mu \simeq 8.4 \times 10^{-4}$ (a temperatura ambiente). A tal scopo per avere flussi a regime turbolento ($Re > 2000$) necessiterebbero delle velocità di flusso dell'ordine dei $1000 m/s$, velocità impensabile per le lavorazioni meccaniche oggetto di studio.

- le forze di inerzia siano trascurabili rispetto a quelle di tipo viscoso. Questa ipotesi è sicuramente in accordo con la prima per le considerazioni precedentemente fatte sul numero di Reynolds.
- la **viscosità** del fluido nel meato sia costante. Sicuramente fra tutte le ipotesi questa risulta la più labile in quanto la viscosità di un fluido è funzione della temperatura.
- fluido **incomprimibile**: ipotesi valida qualora il fluido sia allo stato liquido e non gassoso
- lo spessore del meato è molto piccolo rispetto l'estensione dei corpi. Per cui la curvatura delle superfici tende ad annullarsi. Il flusso nel meato è approssimabile ad un flusso fra due pareti parallele infinitamente estese
- poiché i due corpi sono in moto relativo una delle due pareti presenta una velocità

U

Da queste ipotesi si evince che il flusso nel meato fluido risulta essere un flusso di **Stokes** che risponde ad un sistema di equazioni differenziali di questo tipo:

$$\begin{cases} \nabla p = \mu \nabla^2 \bar{u} \\ \nabla \cdot \bar{u} = 0 \\ \text{condizioni al contorno} \end{cases} \quad (6.3)$$

Le incognite del problema risultano essere le componenti della velocità, u_x , u_y , u_z e la pressione p per quattro equazioni (tre equazioni differenziali per la conservazione della quantità di moto e una per la continuità) che in genere nei casi più semplici unite alle condizioni al contorno danno la possibilità di trovare soluzioni esatte, per casi più complessi si possono trovare soluzioni numeriche.

Adesso andiamo a considerare il caso generico espresso in figura 6.4 e scriviamo l'equazioni di equilibrio per il generico cubetto fluido P di dimensioni dx , dy , dz :

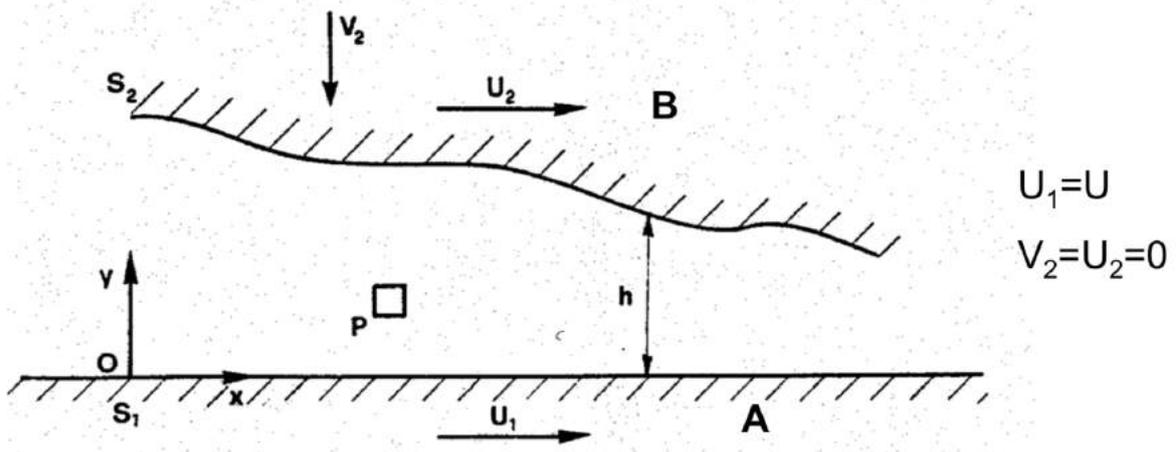


Figura 6.4: Meato fluido fra due pareti in cui la parete inferiore si muove di velocità U

Indichiamo con:

- p la pressione assoluta agente in direzione normale ad una faccia del solido
- τ lo sforzo tangenziale agente su una faccia

- u_x, u_y, u_z le componenti della velocità rispettivamente lungo gli assi x, y, z

Osserviamo anche che la direzione della velocità è quasi esclusivamente lungo x per cui $u_y = u_z \simeq 0$ da cui l'equazione di continuità si riduce a:

$$\nabla \cdot \bar{u} = 0 \Rightarrow \frac{\partial u_x}{\partial x} = 0 \quad (6.4)$$

quindi la componente principale non ha variazioni lungo la direzione della corrente. Essendo le lastra molto estese lungo z è lecito aspettarsi che le variazioni lungo la direzione z siano trascurabili ($\frac{\partial u_x}{\partial z} \simeq 0$) per cui la variazione della corrente dipende solo dalla coordinata y .

Capitolo 7

Modellazione

Nel seguente capito si analizzeranno le tecniche di modellazione utilizzate per fornire una rappresentazione analitica del processo di lappatura.

La modellazione richiede una semplificazione della geometria, dei fenomeni, delle caratteristiche del comportamento dei materiali.

Il primo sistema che si potrebbe considerare è quello formato dai due dischi fra i quali è interposto il carico di sfere come mostrato in figura 7.1.

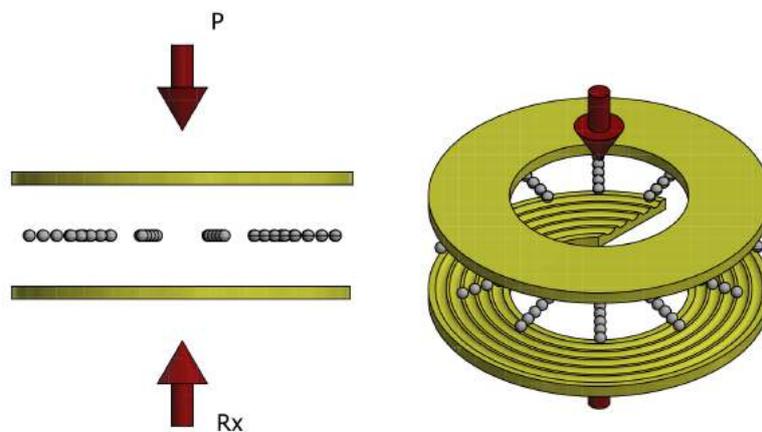


Figura 7.1: Viste in esploso del sistema

La modellazione di tale sistema, però, risulta piuttosto complessa per i seguenti motivi:

- I corpi presentano grandezze geometriche molto differenti. Il diametro esterno di un disco di bachelite è più di 20 volte il diametro di una sfera XL.
- Il numero dei contatti da modellare è molto alto (pari a due volte il numero di sfere). Inoltre a causa della natura fortemente non lineare dei fenomeni di contatto servirebbero ingenti risorse di calcolo.
- La modellazione è fortemente dipendente dal tipo sfera. Infatti ogni tipo sfera parametrizza le gole dei dischi e anche i diametri (si cerca un modello più generale)
- Impossibilità di confrontarsi con un modello analitico semplice (come il modello hertziano)

7.1 Sfera su piano

Il primo modello descrive il contatto che avviene fra una sfera ed un semipiano infinitamente esteso (figura 7.2).

Si può notare come il sistema presenti almeno un piano di simmetria, quindi può essere ulteriormente semplificato imponendo una regione di simmetria.

I materiali scelti per la simulazione sono Acciaio 100Cr6 e Bachelite (definiti nel capitolo 5) assegnati rispettivamente a sfera e piano.

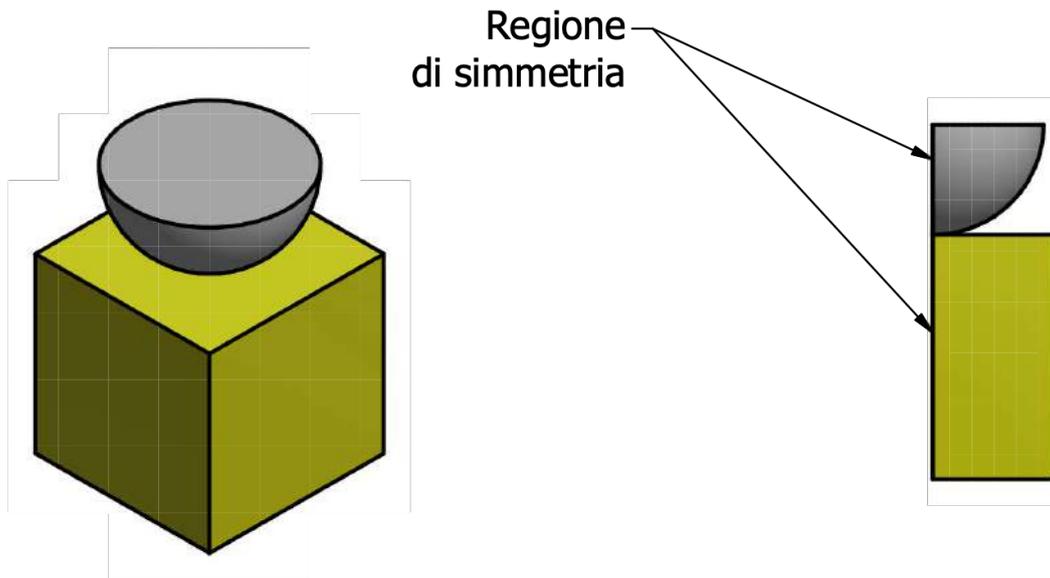


Figura 7.2: Modello Sfera su un piano

Il carico applicato è di **200 N** (figura 2.10) applicato normalmente alla sfera, mentre viene vincolata la base inferiore del piano.

7.1.1 Modello analitico

Per valutare la fedeltà del modello numerico, ci si è avvalsi del modello proposto da Hertz, che ha come vantaggio la versatilità (può essere utilizzato in moltissime applicazioni) e l'affidabilità.

I valori in ingresso sono:

- Carico
- Curvature dei corpi
- Caratteristiche dei materiali

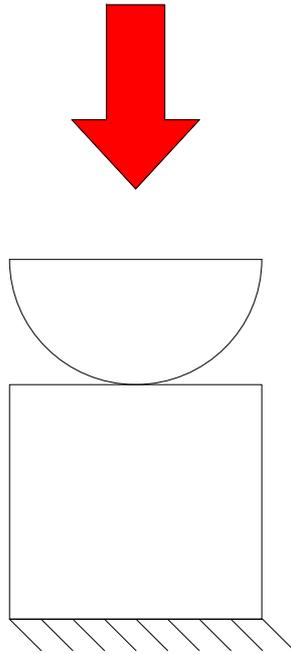


Figura 7.3: Schematizzazione del sistema di carichi e vincoli applicati

In tabella 7.1 sono riassunti i valori di ingresso:

	Sfera	Piano
Carico [N]	200	
Rx [mm]	13.494	∞
Ry [mm]		
E [GPa]	200	43.7
ν	0.3	0.1

Tabella 7.1: Modello analitico: valori in input

Dal modello hertziano quindi è stato possibile ricavare l'orma di contatto, l'andamento della pressione normale di contatto.

Semiassi	a=b [mm]	0,3804
Area orma di contatto	A [mm ²]	0,4546
Pressione massima di contatto	P_{max} [MPa]	660
Pressione media di contatto	P_{media} [MPa]	440

Tabella 7.2: Modello analitico: risultati

Come si può osservare l'ellisse di contatto in questa particolare circostanza degenera in una circonferenza (i semiassi a e b sono uguali). L'andamento della pressione lungo l'ellisse di contatto è mostrato in figura 7.4.

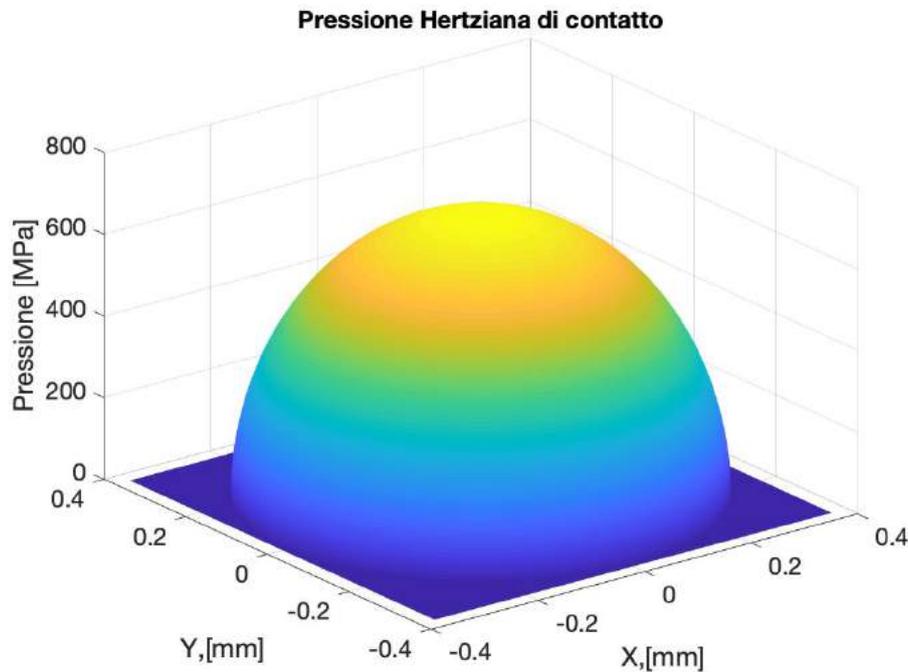
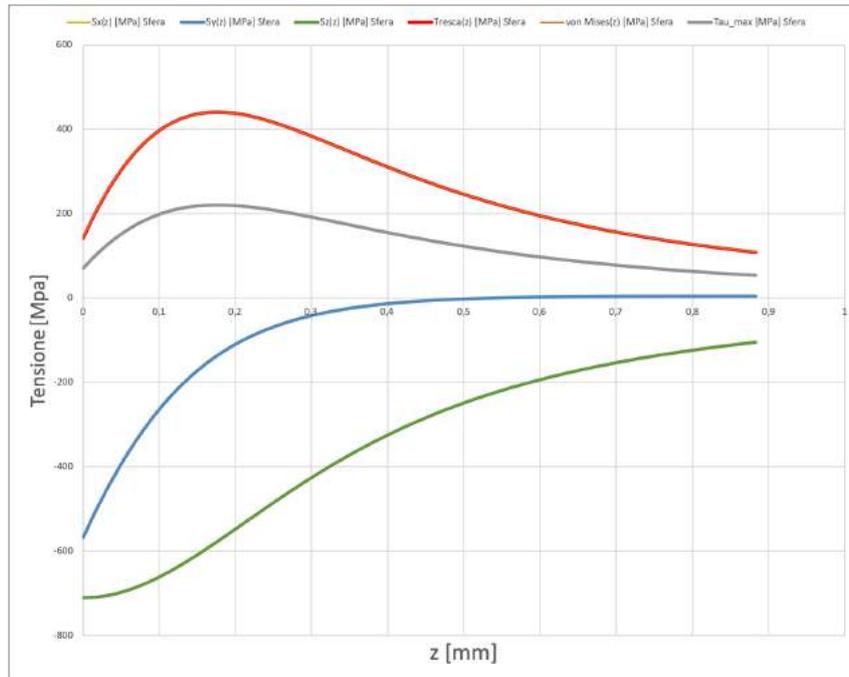


Figura 7.4: Andamento della pressione normale di contatto lungo l'orma di contatto

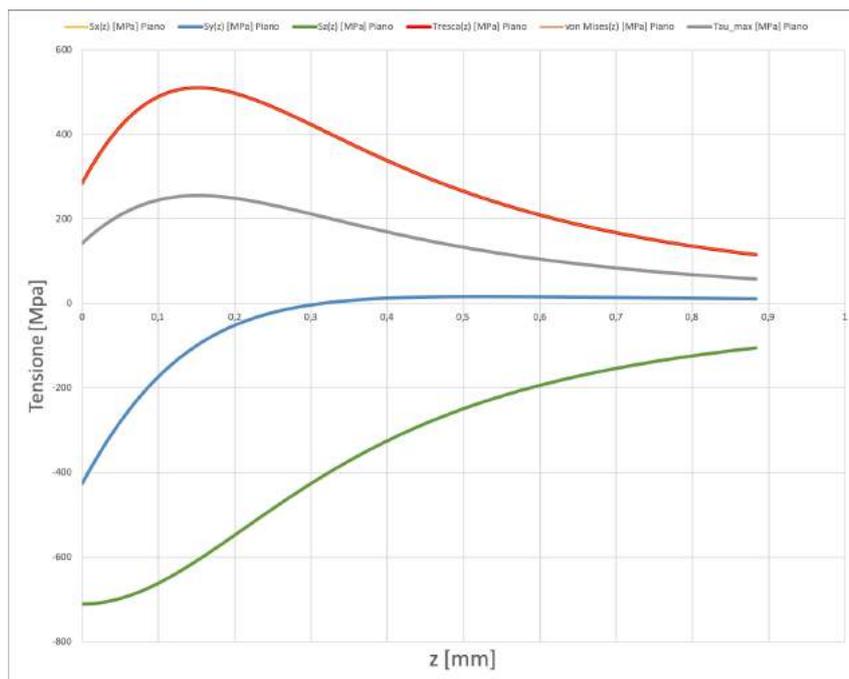
È inoltre possibile calcolare gli andamenti delle tensioni principali e delle tensioni ideali calcolate secondo i criteri di Tresca e von Mises lungo l'asse normale comune ad entrambi i corpi; i risultati sono riportati in figura 7.5.

7.1.2 Modello matematico

Una volta definito un modello analitico e calcolati i risultati per il caso di riferimento si è passati a definire il modello numerico .



(a) Sfera



(b) Piano

Figura 7.5: Modello analitico: Andamento delle tensioni

Definizione della geometria Per questo lavoro di tesi le geometrie tridimensionali sono state modellate mediante il software CAD **Inventor Professional 2018**, rilasciato da *Autodesk*.

In figura 7.6 è mostrata messa in tavola e proiezione isometrica della geometria modellata.

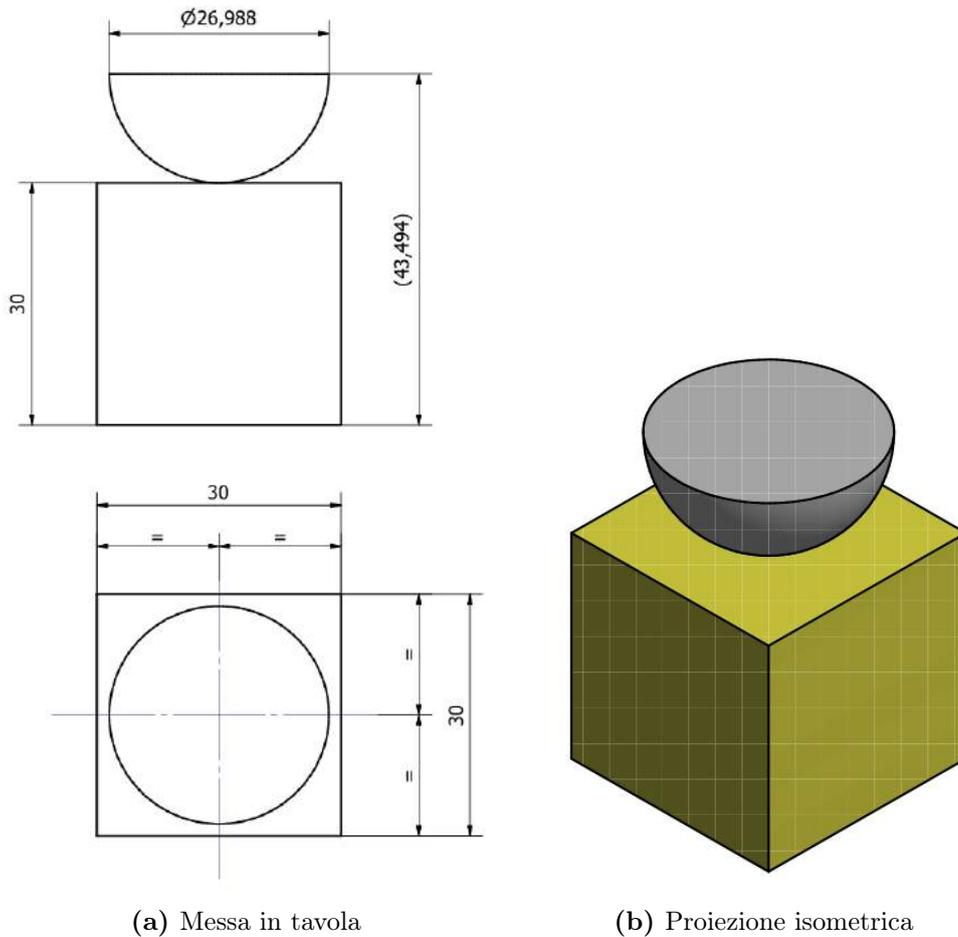


Figura 7.6: Modello numerico: Geometria di riferimento

La geometria presenta un piano di simmetria, quindi, per poter migliorare la qualità della simulazione finale è stata semplificata ulteriormente eliminando una delle due regioni simmetriche (figura 7.2).

Definizione del modello numerico Una volta definita la geometria del modello, si è passati alla definizione dei parametri del sistema. In primis è stata impostata un'analisi statica non lineare¹.

¹Per l'analisi in questione è stato utilizzato il software di analisi ad elementi finiti **Ansys Workbench v19.1**, rilasciato da *Ansys Inc.*, in particolare è stato usato il pacchetto *static structural* per eseguire l'analisi statica.

Materiali Definito il tipo di analisi, quindi sono stati definiti i modelli costitutivi dei materiali. I due, ovvero bachelite e acciaio 100Cr6 sono stati assegnati rispettivamente alla sfera ed al piano. Entrambi sono stati modellati come materiali dal comportamento lineare, elastico e isotropo. In tabella 7.3 sono riportati i valori utilizzati².

	Acciaio 100Cr6	Bachelite
Densità [kg/m ³]	7800	2500
Carico di snervamento [MPa]	835	-
Carico di rottura [MPa]	1080	20.65
Modulo Elastico E [GPa]	200	43.7
Coefficiente di Poisson ν	0.3	0.1

Tabella 7.3: Modello numerico: Proprietà meccaniche dei materiali

Discretizzazione Uno dei passi più importanti dell'analisi è la discretizzazione del dominio di calcolo (definita anche come *meshing*) che permette di passare dal modello fisico a quello numerico. Tale passaggio comporta la riduzione del numero di gradi di libertà che nel mezzo continuo sono infiniti, mentre, considerando solo alcuni punti (nodi) della struttura, sono in numero finito. Una mesh fitta comporta un maggior grado di precisione nei risultati che si otterranno, ma il processo di soluzione impiegherà un tempo maggiore.

Il programma usato, offre un pacchetto per la discretizzazione. Il tipo di elementi finiti utilizzati è quello definito come SOLID92, ovvero degli elementi tetraedrici con 10 nodi (figura 7.7) ognuno con 3 gradi di libertà (traslazioni lungo x , y e z).

²In modo cautelativo si è preferito usare carico di rottura minimo misurato durante le prove di trazione, invece che quello medio.

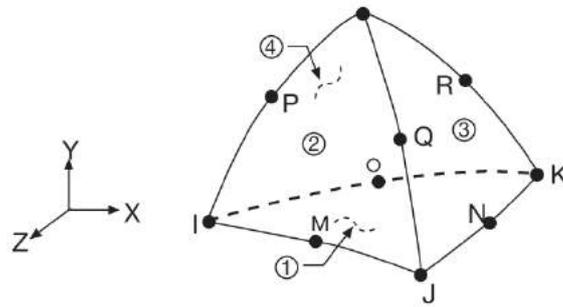


Figura 7.7: Elemento finito tetraedrico

Per ottenere una soluzione più accurata non allungando eccessivamente i tempi di calcolo è stato eseguito un infittimento localizzato della mesh lungo la regione di contatto come si può osservare in figura 7.8. In particolare è stata imposta una dimensione degli spigoli degli elementi tetraedrici di 0.5 mm.

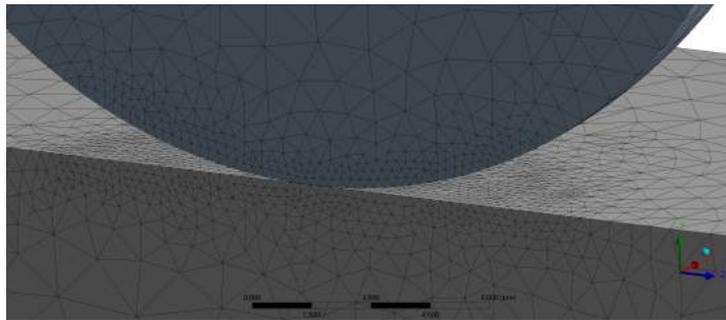


Figura 7.8: Infittimento della mesh localizzato

Il sistema discretizzato così ottenuto è mostrato in figura 7.9 ed è caratterizzato da **25950 nodi** e **12793 elementi**.

Applicazione di vincoli e carichi L'operazione successiva è la definizione delle condizioni al contorno del sistema.

Per prima cosa si è ristabilita la **simmetria** geometrica del dominio attraverso l'apposito comando *Symmetry Region* definendo il piano di simmetria (figura 7.10).

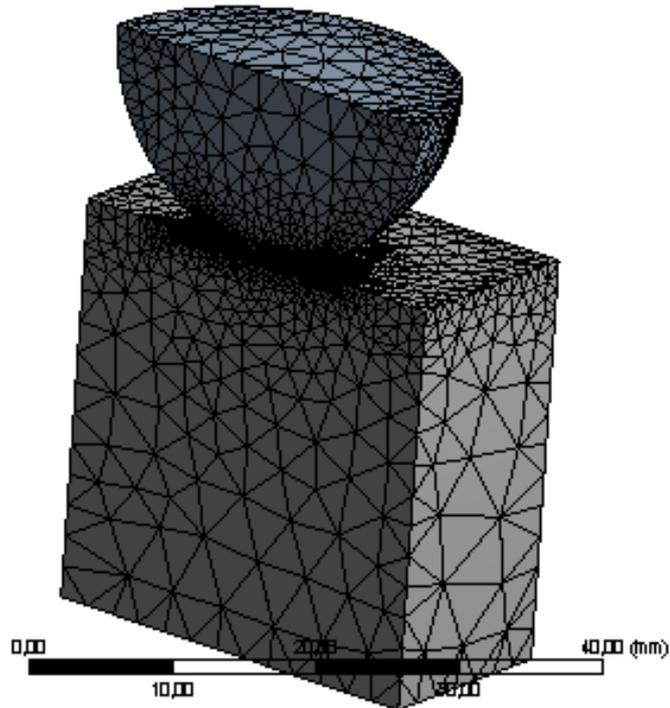


Figura 7.9: Sistema discretizzato

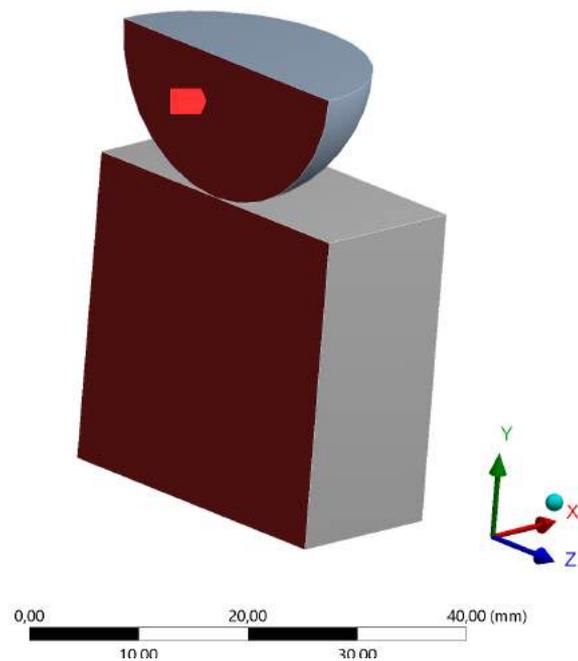


Figura 7.10: Regione di simmetria

Per la simulazione il carico di compressione viene applicato sulla sezione, parallela alla base del cubo della semisfera, pari a **200 N** diretto interamente lungo la normale alla

sezione come mostrato in figura 7.11 . Mentre la base inferiore del cubo di acciaio è stata vincolata simulando un incastro.

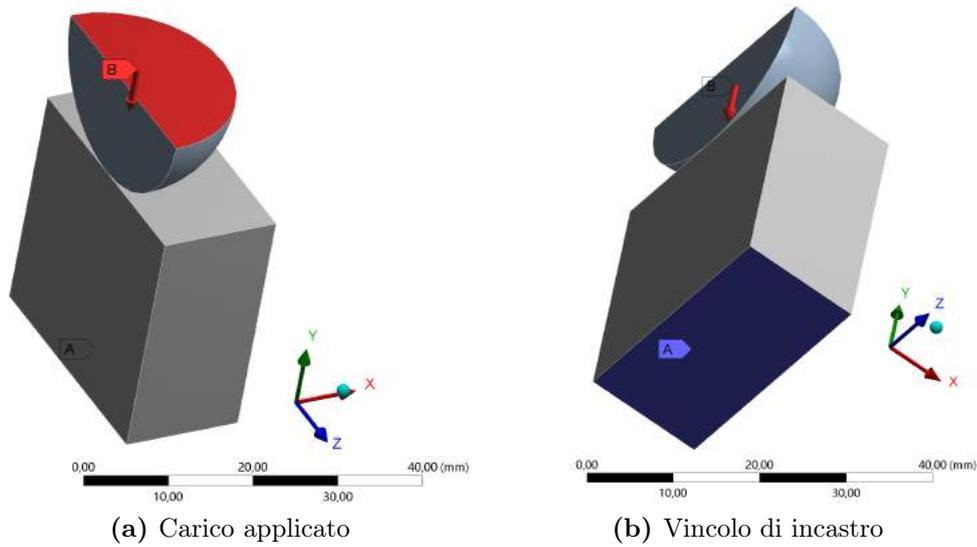


Figura 7.11: Modello numerico: Condizioni al contorno

Risultati Dal modello numerico, analogamente con quanto fatto con quello analitico, sono stati ricavati i valori di pressione massima nella zona di contatto, l'andamento della tensione ideale calcolata secondo il criterio di von Mises, nonché la reazione vincolare che offre la sezione incastrata. I valori sono mostrati in tabella 7.8 e figura 7.12.

Pressione di contatto massima	P_{max} [MPa]	660
Tensione ideale massima	$\sigma_{id,max}$ [MPa]	525
Reazione vincolare	R [N]	200.67

Tabella 7.4: Modello numerico: risultati

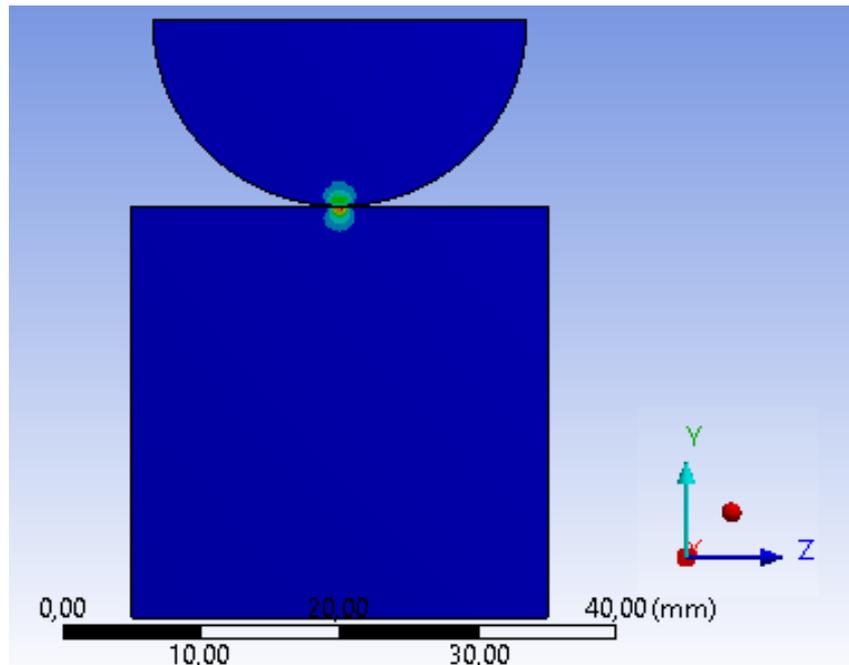


Figura 7.12: Modello numerico: Distribuzione della tensione ideale (von Mises)

7.1.3 Confronto fra i modelli e conclusioni

	$P_{max}[MPa]$	differenza %	$F[N]$	differenza %
Modello Analitico	660	2.5	200	0.35
Modello FEM	643		200,7	

Tabella 7.5: Modello sfera su piano: confronto dei risultati

Come si può notare dalla tabella 7.9 la differenza percentuale calcolata sulla reazione vincolare è inferiore all'1 %. Analogamente anche la pressione massima calcolata presenta una differenza molto bassa indicando come il modello FEM sia prossimo a quello analitico.

In figura 7.13 è mostrato il confronto fra le tensioni ideali calcolate secondo il criterio di von Mises per il corpo più sollecitato, il piano. Si osservi come per questa simulazione il modello numerico sovrastimi rispetto a quello analitico i valori di tensione.

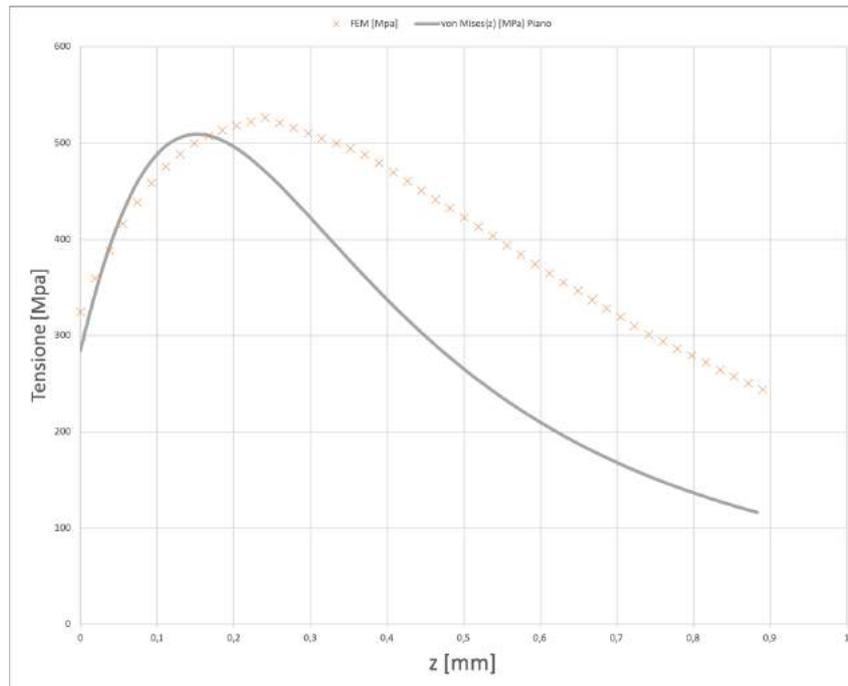


Figura 7.13: Confronto tensione ideale fra modello analitico e modello FEM

7.2 Sfera su gola

Il secondo modello descrive il contatto che si instaura fra una sfera e un piano che presenta una gola lineare. Questo tipo di rappresentazione ha l'obiettivo di calcolare le tensioni scambiate in corrispondenza del contatto fra sfera e i dischi durante le lavorazioni meccaniche. Come per il modello precedente la sfera ha un diametro di 26.988 mm mentre la gola ha un raggio parametrizzato in funzione del tipo sfera, esattamente come le gole dei dischi reali. Le relazioni parametriche sono riportate in figura 7.15.

Rispetto al modello precedentemente descritto presenta le seguenti analogie:

- Stesse condizioni al contorno
- Stessa assegnazione dei materiali
- Presenza di una regione di simmetria

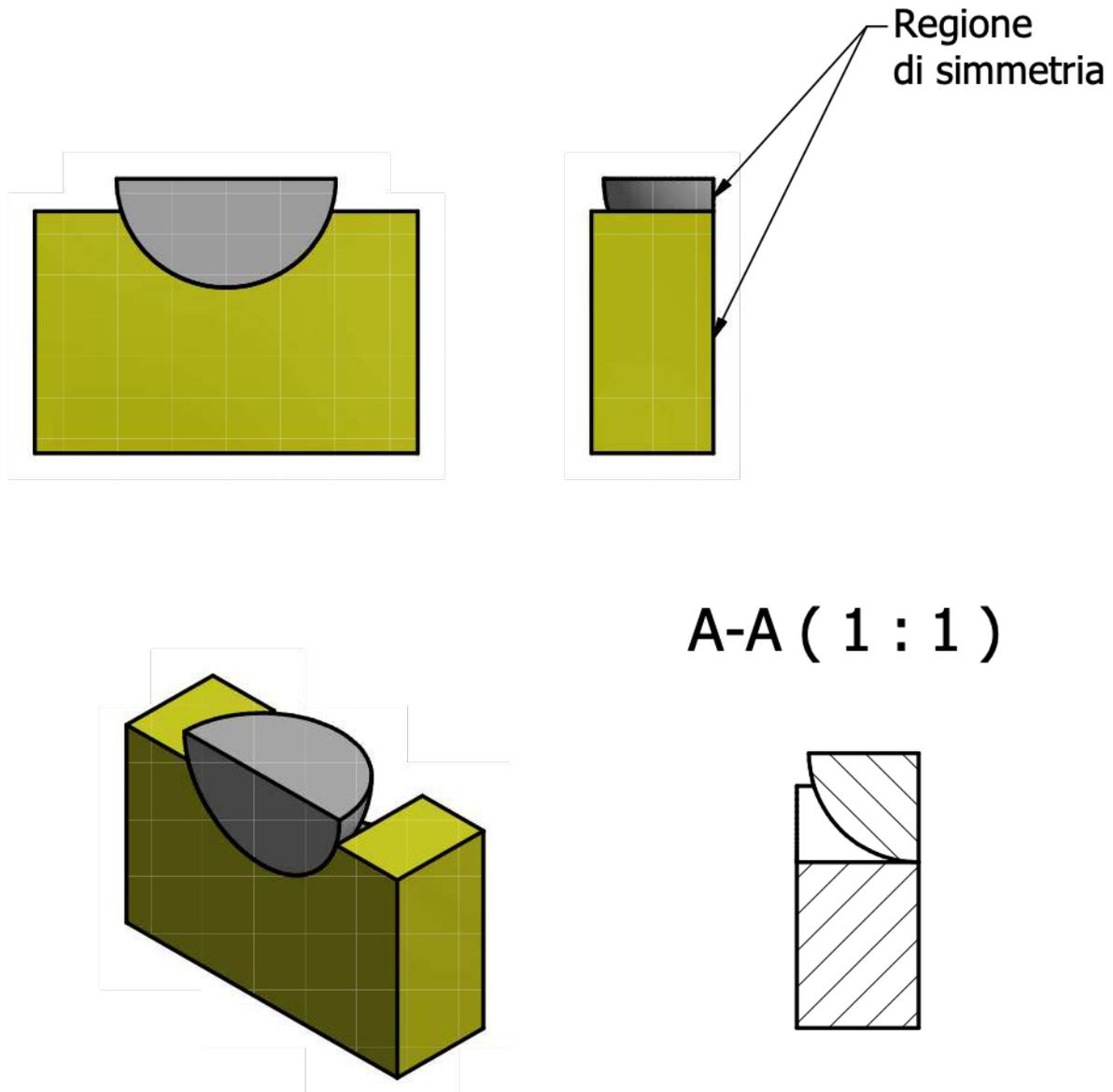


Figura 7.14: Modello di sfera su gola lineare

7.2.1 Modello analitico

Anche in questo caso possiamo comparare modello analitico proposto da Hertz con quello numerico.

In prima analisi si osserva come la pressione massima si sia quasi ridotta ad un terzo rispetto al precedente caso in favore di un aumento dell'orma di contatto che non è più circolare ma piuttosto un'ellisse in cui il semiasse maggiore a è molto più grande rispetto a quello minore b . L'andamento della pressione lungo l'orma di contatto è mostrato in

	Sfera	Piano
Carico [N]	200	
Rx [mm]	13.494	∞
Ry [mm]		13.56
E [GPa]	200	43.7
ν	0.3	0.1

Tabella 7.6: Modello Analitico: valori in ingresso

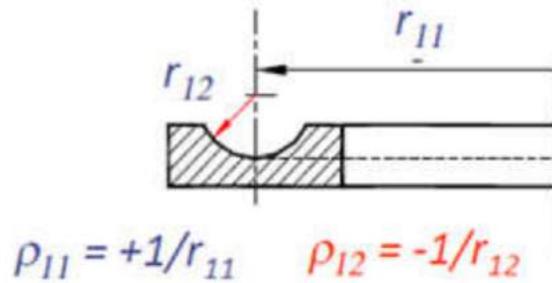


Figura 7.15: Relazioni parametriche dei raggi di curvatura di una gola sul disco

Semiassa maggiore	a [mm]	3.767
Semiassa minore	b [mm]	0.136
Area orma di contatto	A [mm ²]	1.608
Pressione massima di contatto	P_{max} [MPa]	186

Tabella 7.7: Risultati del modello analitico di contatto sfera-gola

figura 7.16.

Anche in questo caso sono stati calcolati gli andamenti delle tensioni principali e di quelle ideali; i risultati sono riportati in figura 7.17.

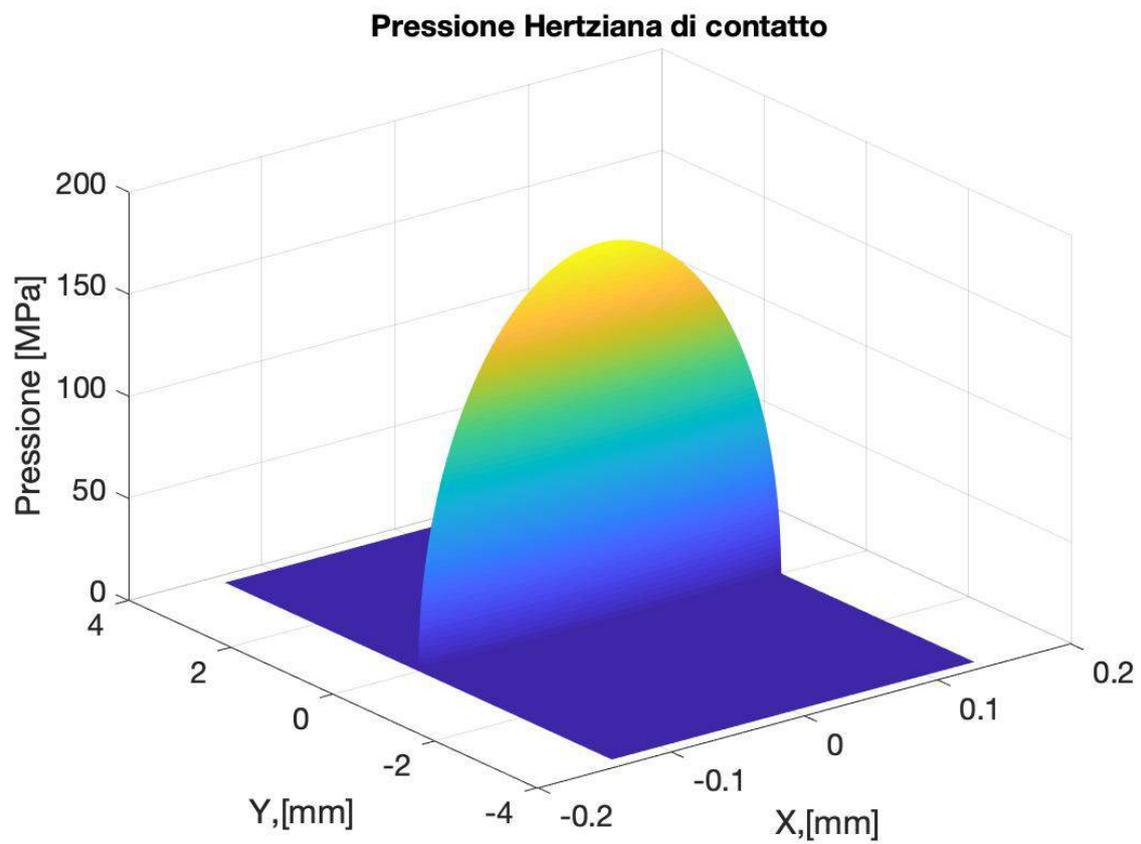
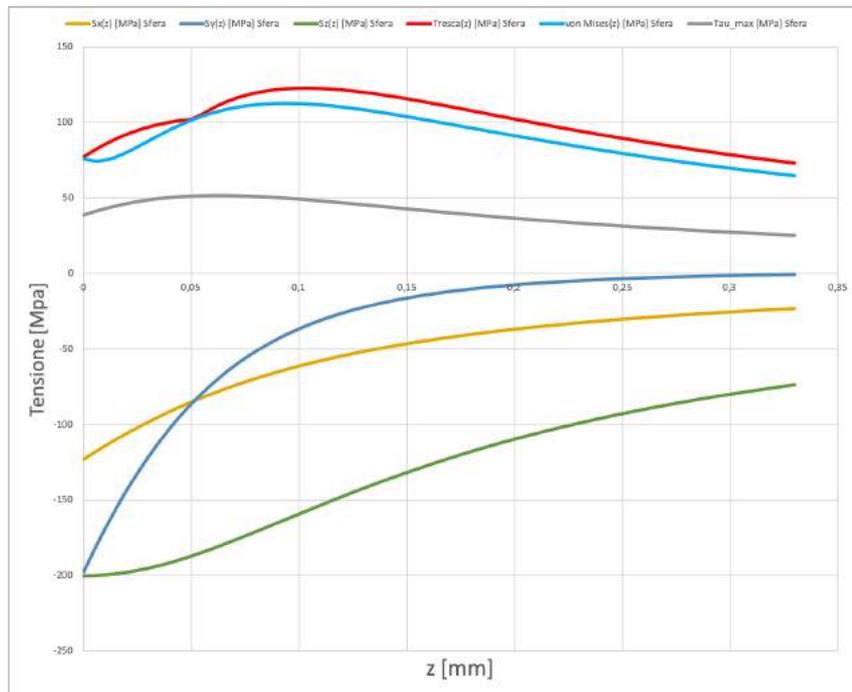
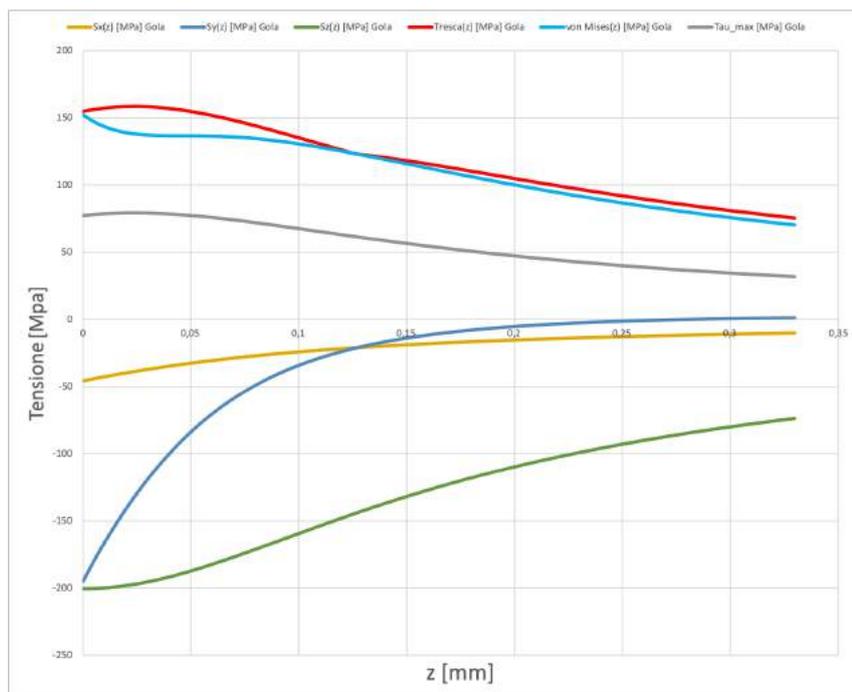


Figura 7.16: Andamento della pressione normale di contatto lungo l'orma di contatto



(a) Sfera



(b) Gola lineare

Figura 7.17: Modello analitico: Andamento delle tensioni

7.2.2 Modello matematico

Una volta definito un modello analitico di riferimento si è passati a definire il modello numerico corrispondente.

Definizione della geometria Analogamente a quanto fatto nel paragrafo 7.1.2 in figura 7.19 è mostrata geometria modellata in ambiente CAD.

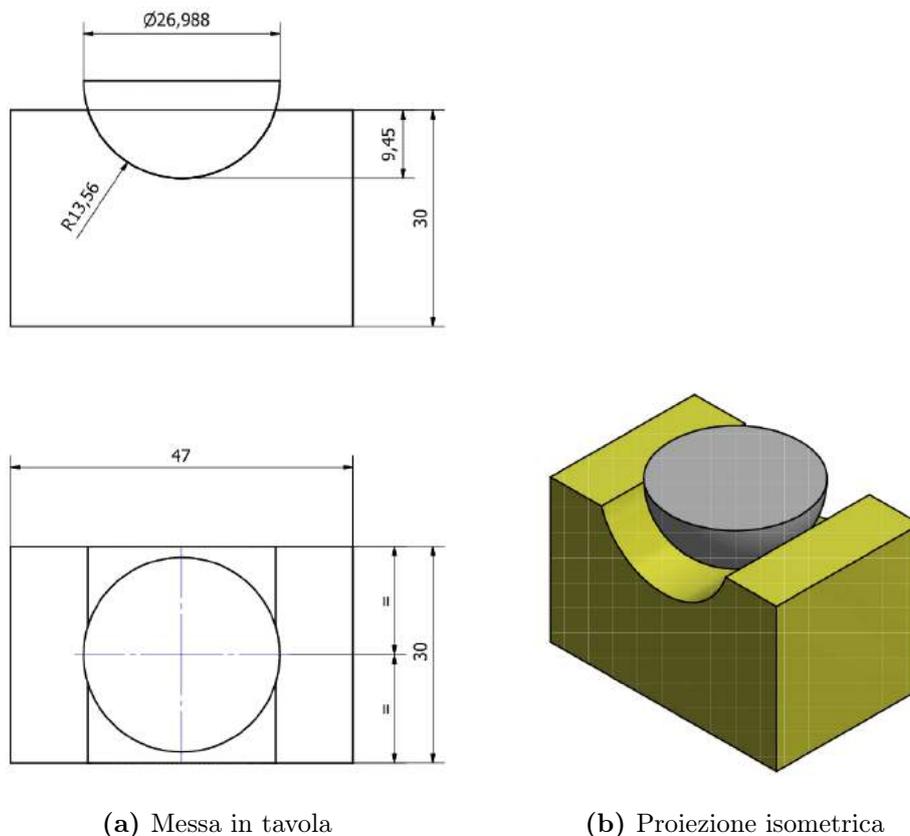


Figura 7.18: Modello numerico: Geometria di riferimento

Materiali e assegnazione di carichi e vincoli In analogia al modello precedentemente descritto materiali e modelli costituenti sono i medesimi, così come i sistemi di carichi e vincoli che sono mostrati in figura 7.19

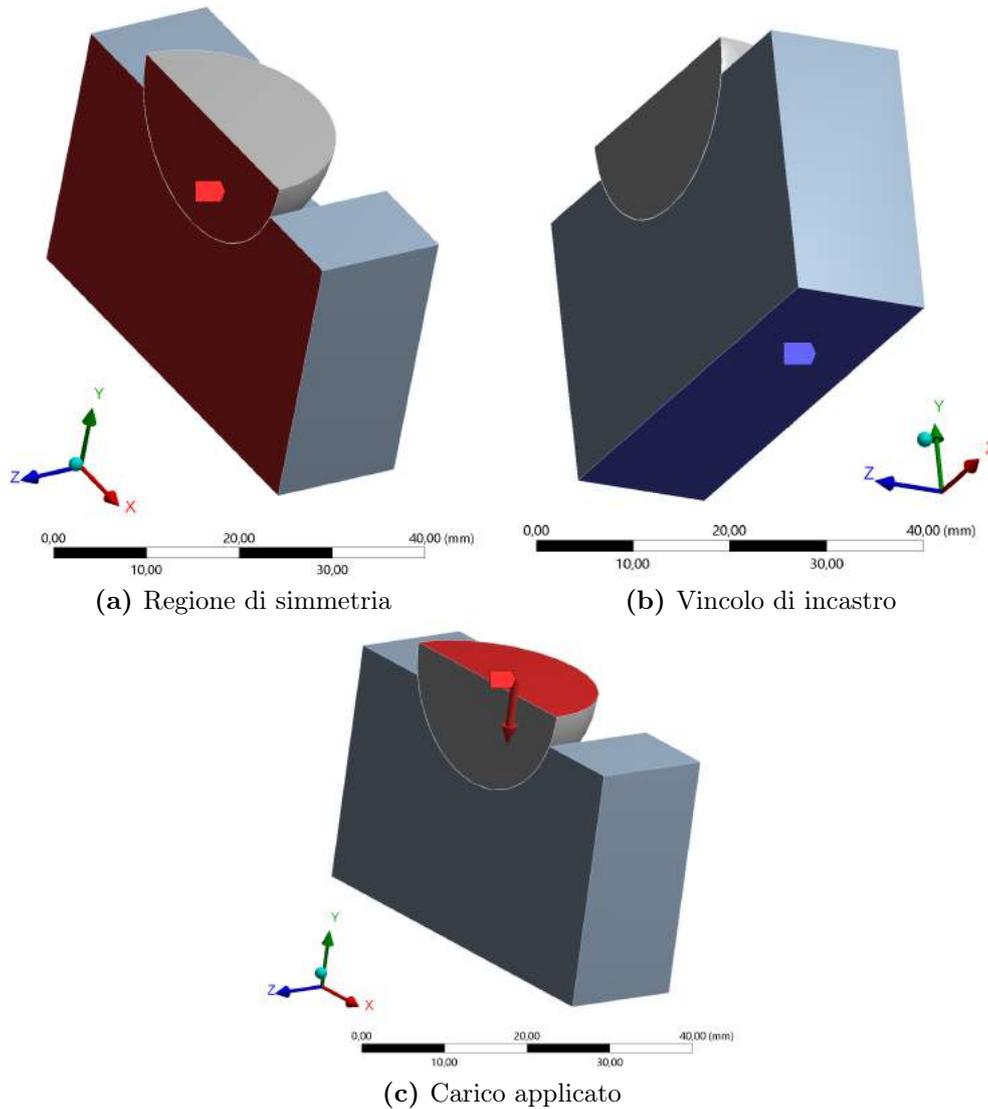


Figura 7.19: Modello numerico: Condizioni al contorno

Discretizzazione del dominio di calcolo La discretizzazione è stata generata attraverso elementi finiti tetraedrici, SOLID 92, con un infittimento nella zona di contatto. Rispetto al modello numerico precedentemente descritto si è preferito aumentare la lunghezza di spigolo degli elementi finiti in prossimità della zona di contatto a 0.8 mm per ridurre il numero di nodi e diminuire i tempi di calcolo. Nelle figure 7.20 e 7.21 sono mostrate rispettivamente la zona di infittimento delle mesh e il dominio discretizzato. Il sistema discretizzato così ottenuto è mostrato in figura 7.9 ed è caratterizzato da **40819 nodi** e **20118 elementi**.

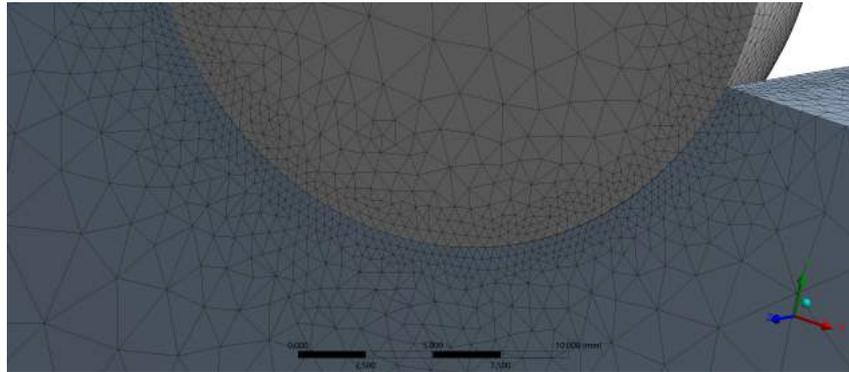


Figura 7.20: Zona di infittimento della mesh

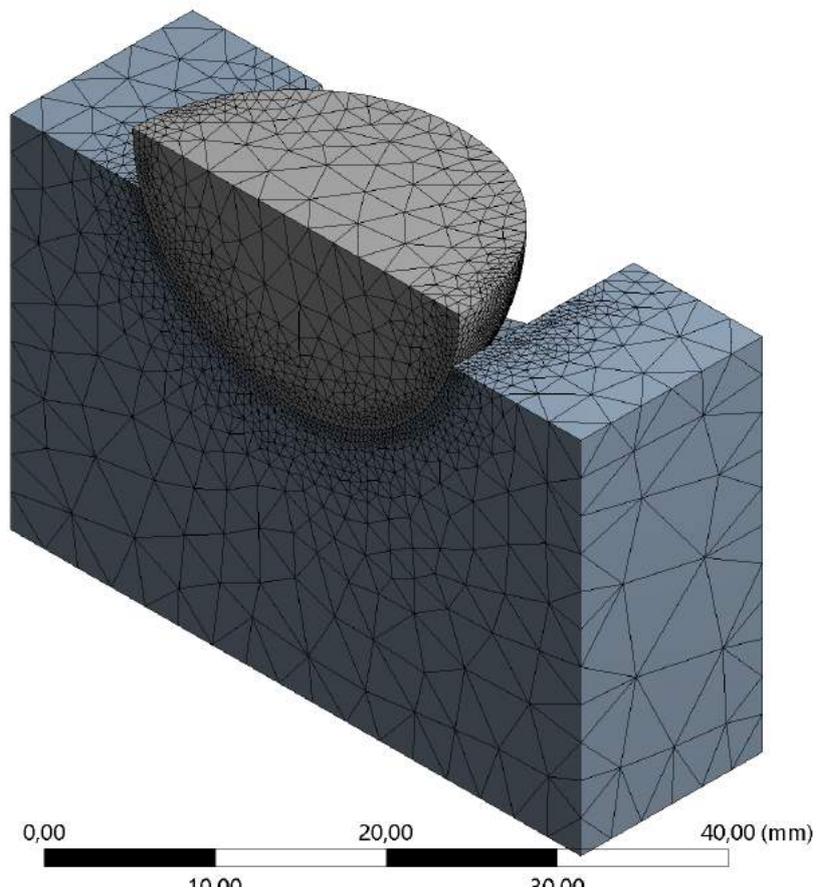


Figura 7.21: Mesh del modello

Risultati Dal modello numerico, analogamente con quanto fatto con quello analitico, sono stati ricavati i valori di pressione massima nella zona di contatto, l'andamento della tensione ideale calcolata secondo il criterio di von Mises, nonché la reazione vincolare che offre la sezione incastrata. I valori sono mostrati in tabella 7.8 e figura 7.12.

Pressione di contatto massima	P_{max} [MPa]	175
Tensione ideale massima	$\sigma_{id,max}$ [MPa]	163
Reazione vincolare	R [N]	202.4

Tabella 7.8: Modello numerico: risultati

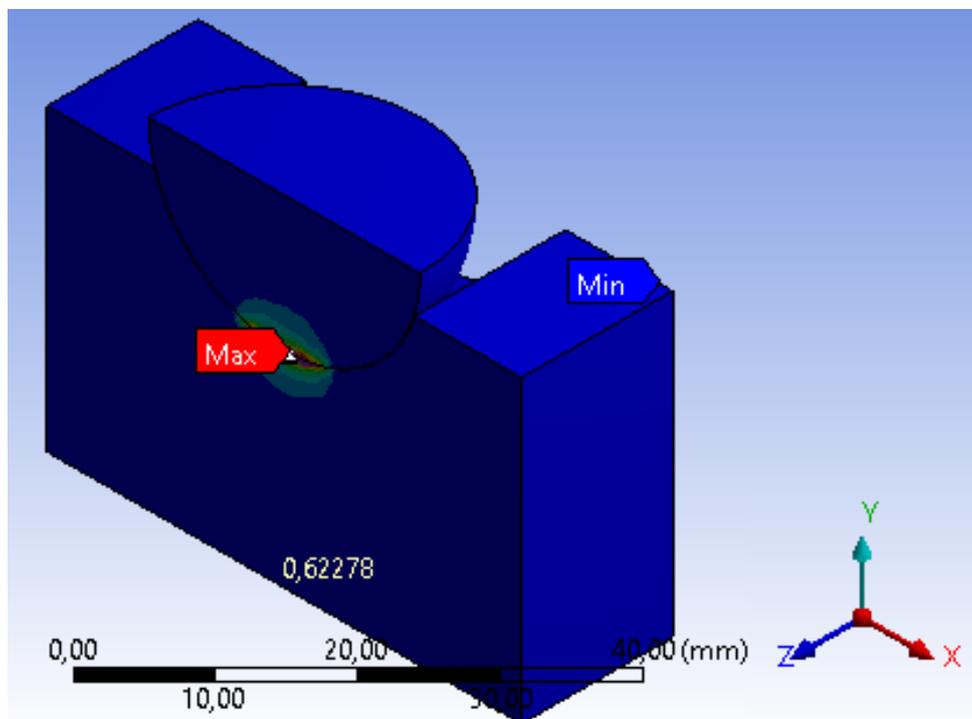


Figura 7.22: Modello numerico: Distribuzione della tensione ideale calcolata secondo il criterio di von Mises

7.2.3 Confronto fra i modelli e conclusioni

	P_{max} [MPa]	differenza %	F [N]	differenza %
Modello Analitico	186	6.3	200	1.15
Modello FEM	175		202.4	

Tabella 7.9: Modello sfera su gola lineare: Risultati

In figura 7.23 è mostrato il confronto fra le tensioni ideali calcolate secondo il criterio di von Mises per il corpo più sollecitato, il piano con la gola. Così come nel modello precedente il modello numerico sovrastima la tensione ideale rispetto a quello analitico.

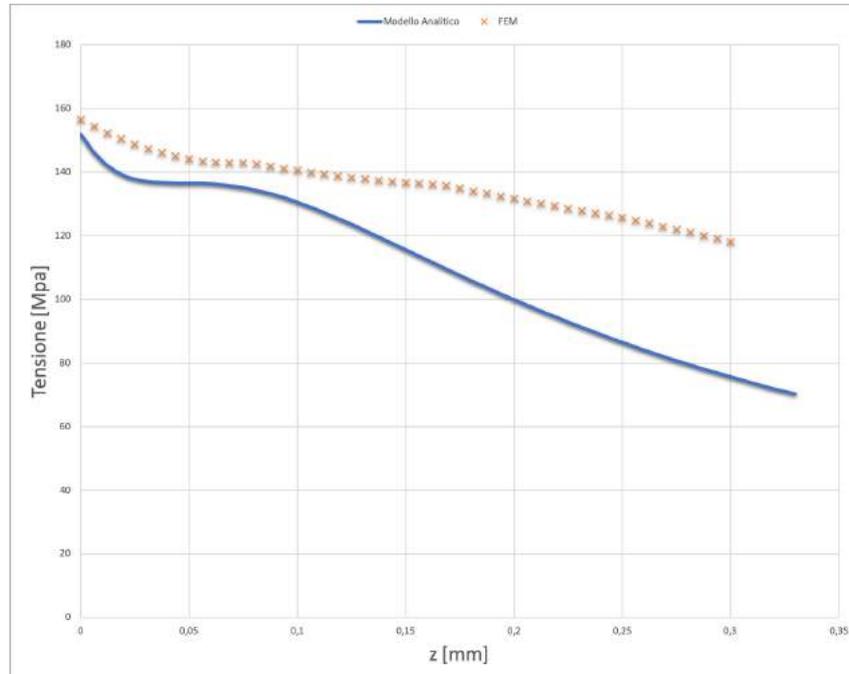


Figura 7.23: Confronto tensione ideale fra modello analitico e modello FEM

Anche per questa modellazione si osservi come la soluzione fornite da modello analitico e numerico siano simili e confrontabili.

7.3 Sfera su Placca

7.3.1 Modello analitico

Si vadano adesso a comparare le pressioni massime e le orme di contatto, calcolate secondo la teoria di Hertz, del modello appena descritto con un modello che tenga presente anche la curvatura nel piano della piastra della gola (tabella 7.10)

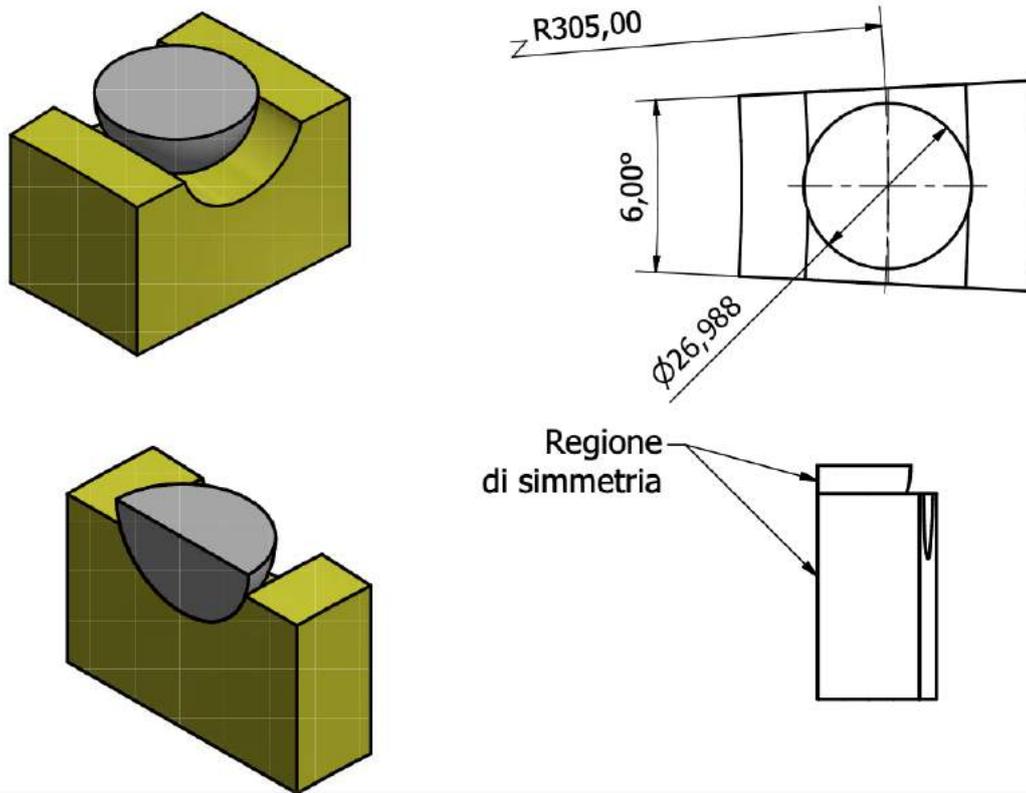


Figura 7.24: Modello di sfera su gola calcolata al diametro medio: il raggio di curvatura è pari al raggio medio

Dalla tabella 7.10 si nota come sia orna di contatto che pressione siano scarsamente influenzate dal raggio in cui è si trova la gola. Altrettanto si può affermare degli andamenti delle tensioni (figure 7.26, 7.27 e 7.28). In effetti se andiamo ad analizzare i raggi delle gole risultano di almeno un ordine di grandezza superiore a diametro (raggio) delle sfere.

$$R_{x_{gola}} \gg [R_{y_{gola}} \ R_{x_{sfera}}] \quad (7.1)$$

Ne consegue che la curvatura del disco può essere considerata trascurabile rispetto alla curvatura della sfera e della gola, fino al caso limite in cui $R_{x_{gola}} \rightarrow \infty$ e quindi la curvatura tenderà a zero.

L'ultima considerazione da fare è che la tensione massima calcolata secondo von Mises è

	Gola lineare R=∞	Gola diam. interno	Gola diam. medio R=305 mm	Gola diam. esterno
P_{max} [MPa]	186	191	190	189
a [mm]	3.77	3.78	3.78	3.77
b [mm]	0.136	0.132	0.133	0.134
A [mm ²]	1.60	1.57	1.58	1.58

Tabella 7.10: Confronto dei valori di pressione massima ed orma di contatto per i diversi modelli

compresa fra il carico di rottura della bachelite e la tensione di snervamento dell'acciaio:

$$\sigma_{Rbac} = 30 \div 64 [MPa] < \sigma_{id,max} \simeq 160 [MPa] < R_{p0.2,100Cr6} \quad (7.2)$$

Ciò è riprova quanto affermato nei capitoli precedenti, ovvero che a causa dei carichi a cui sono sottoposti i dischi, questi si sfaldano favorendo i processi abrasivi tipici della lavorazione meccanica oggetto di studio.

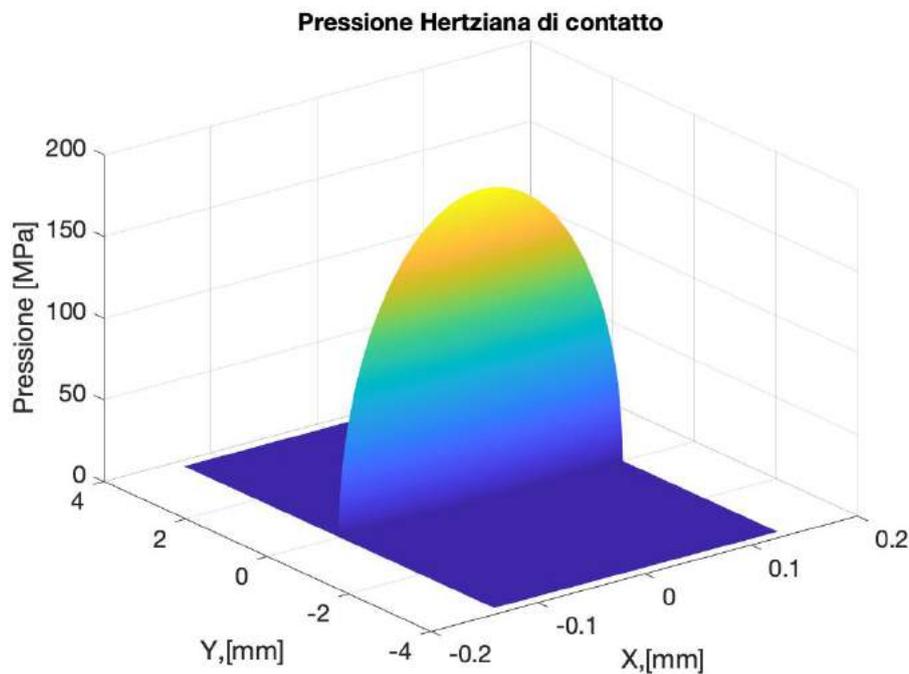
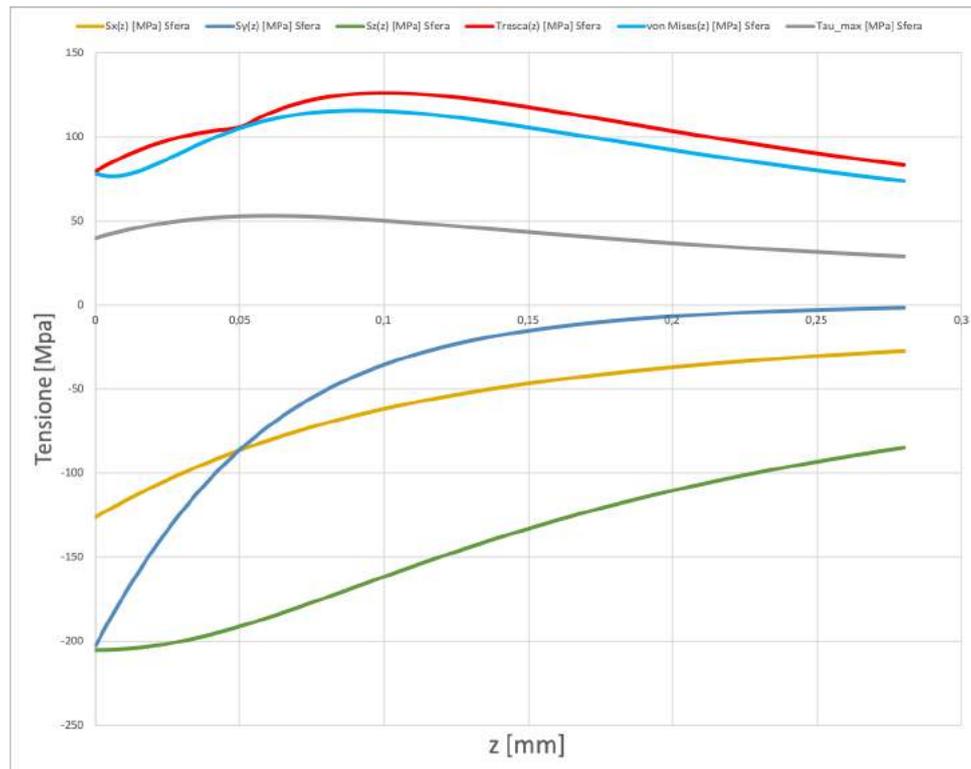
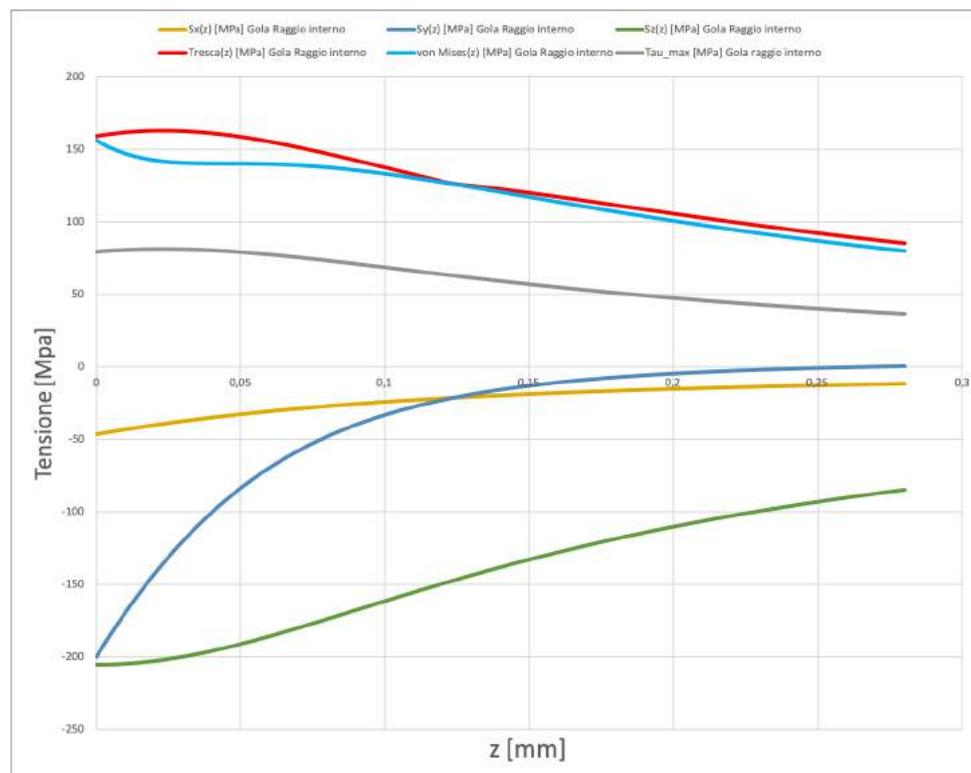


Figura 7.25: Andamento della pressione normale di contatto lungo l'orma di contatto al raggio medio

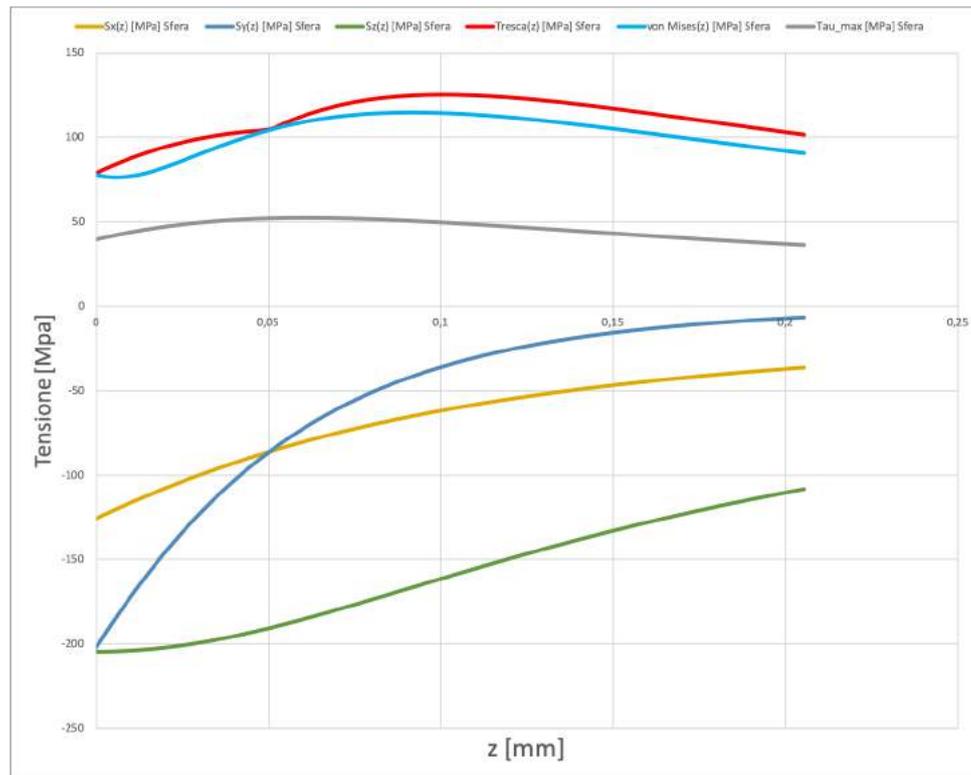


(a) Sfera

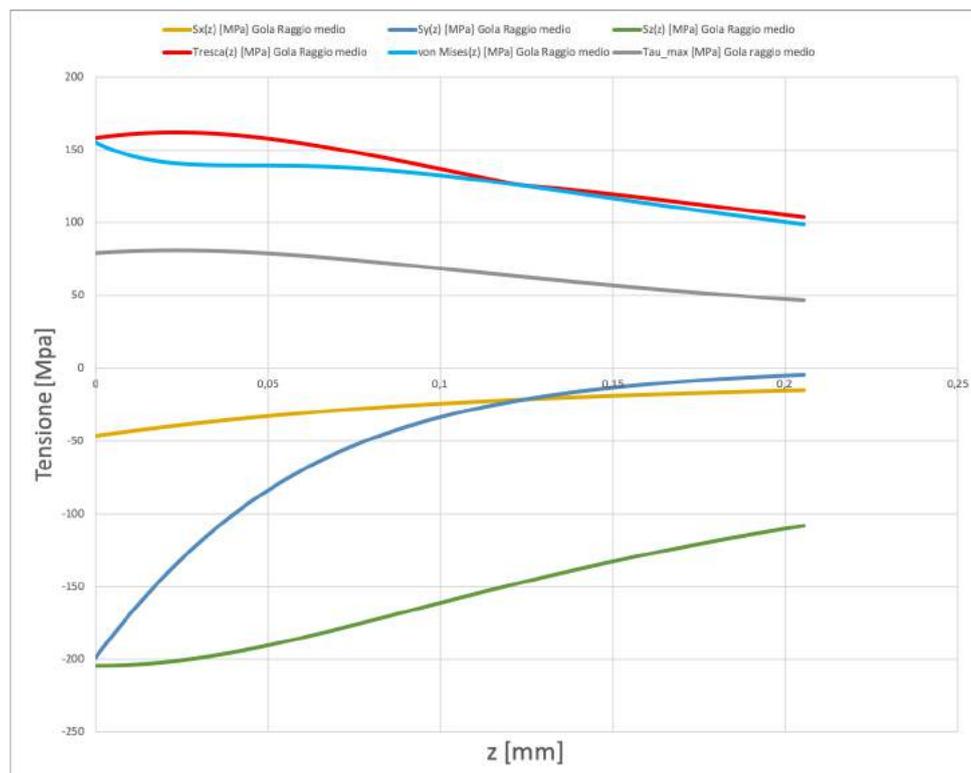


(b) Gola al raggio interno

Figura 7.26: Modello analitico: Andamento delle tensioni

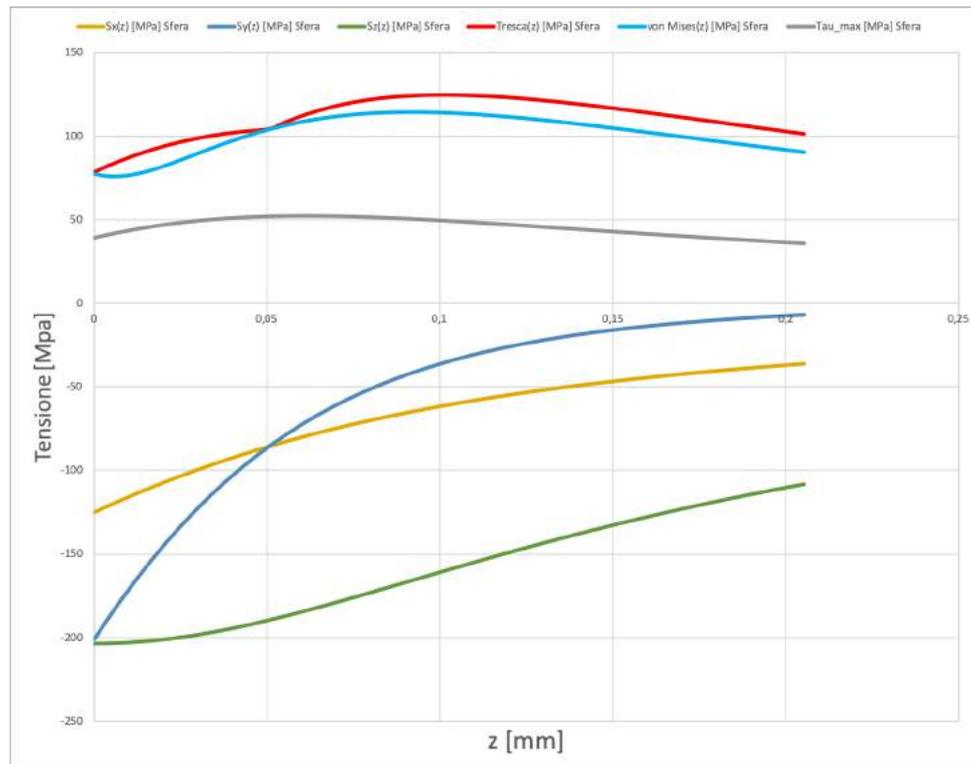


(a) Sfera

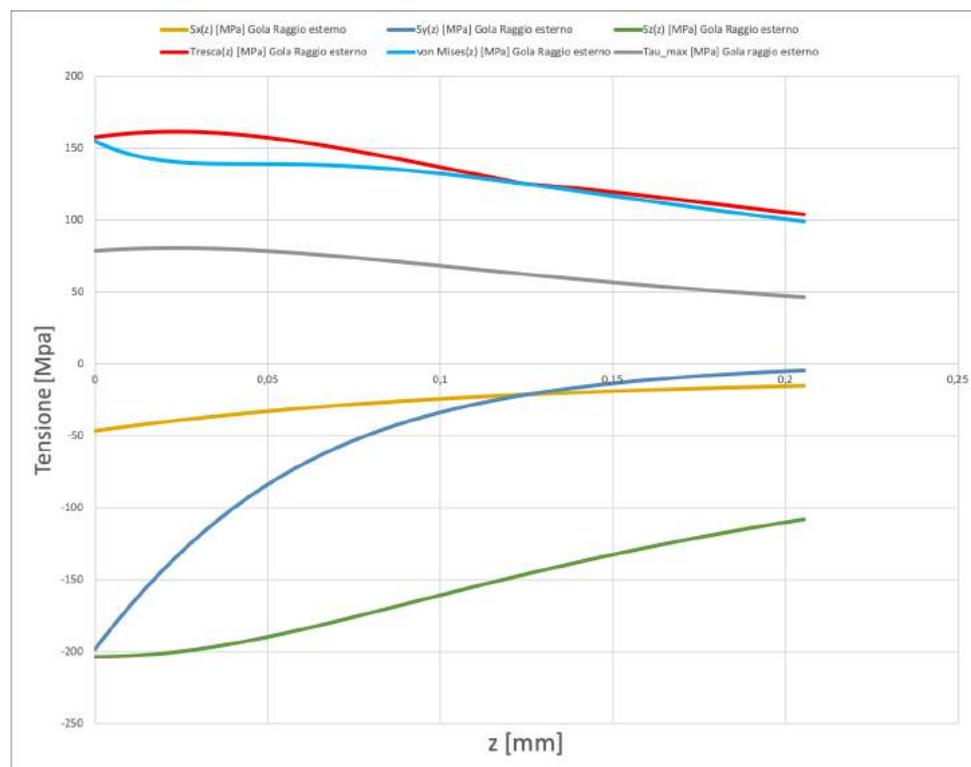


(b) Gola al raggio medio

Figura 7.27: Modello analitico: Andamento delle tensioni



(a) Sfera



(b) Gola al raggio esterno

Figura 7.28: Modello analitico: Andamento delle tensioni

7.3.2 Modello numerico

Una volta definito i modelli analitici di riferimento si è passati a definire i modello numerici corrispondenti. Il procedimento per la definizione del modello numerico risulta del tutto analogo a quelli riportati nel paragrafi 7.1.2 e 7.2.2.

Quindi si è deciso di simulare prima il contatto fra una sfera e una gola al raggio interno e successivamente fra una sfera e una gola al raggio esterno. Le geometrie ottenute in ambiente CAD sono mostrate nelle figure 7.29a e 7.29b.

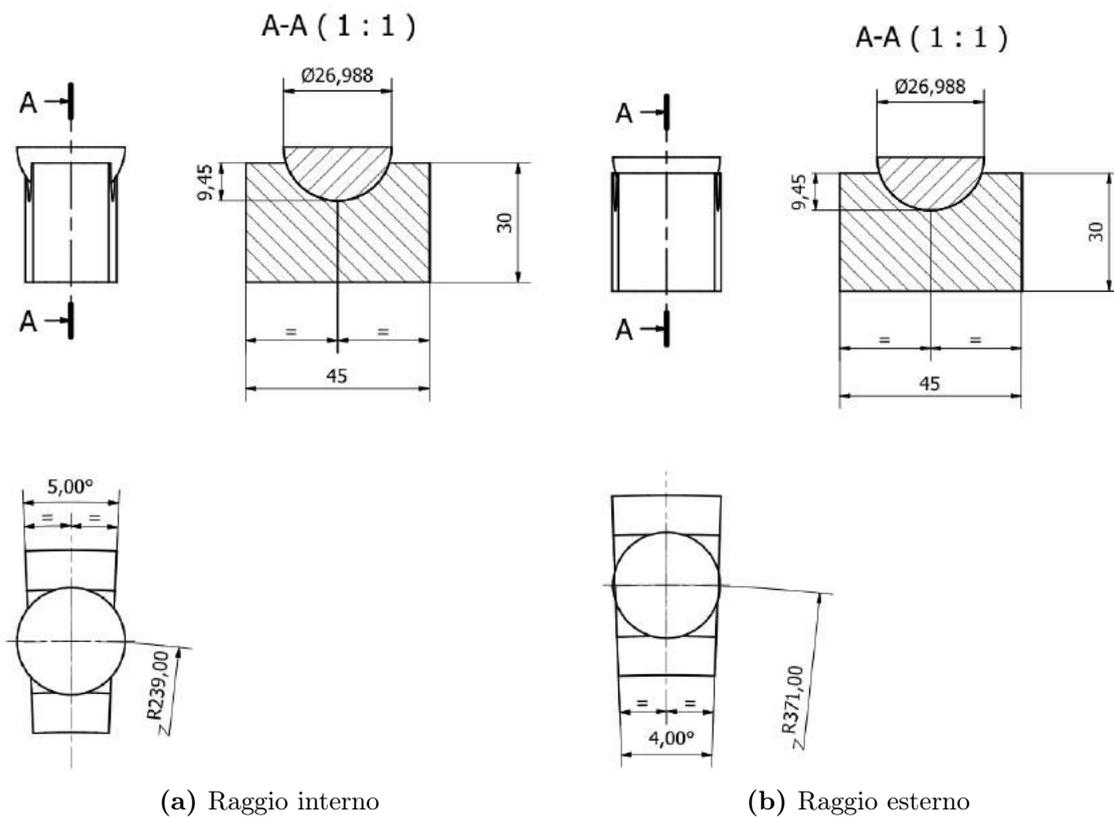


Figura 7.29: Modello numerico: Geometrie di riferimento

In figura 7.30 sono mostrati i domini discretizzati per i due modelli, mentre la tabella 7.11 riassume il numero di nodi e di elementi finiti tetragonali che li costituiscono.

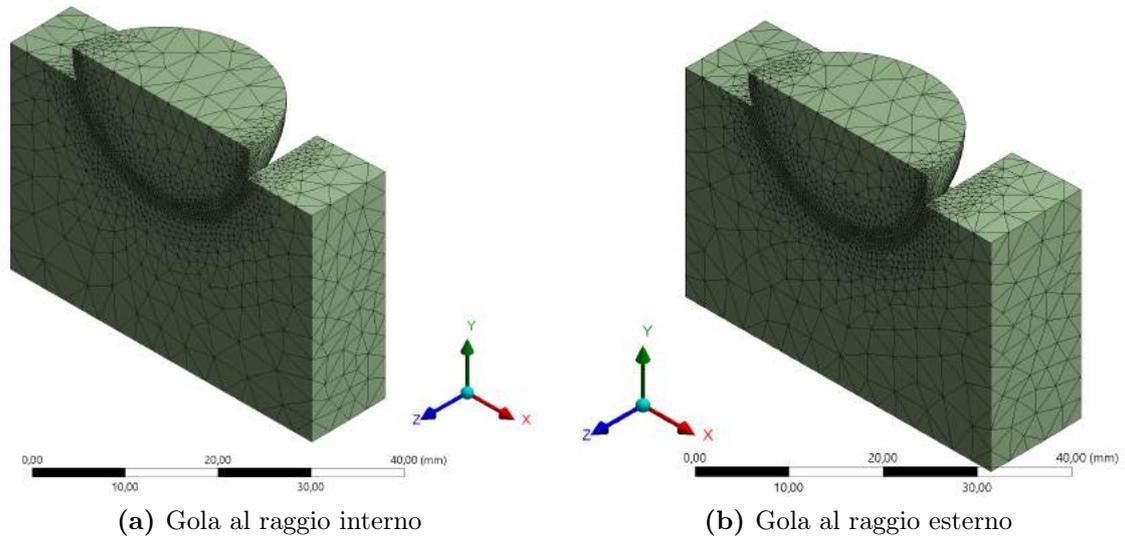
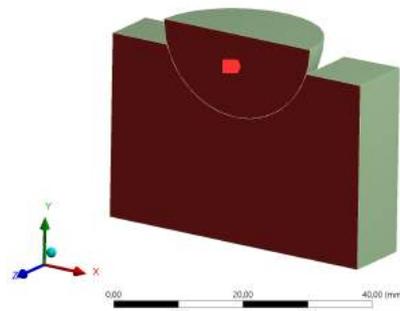


Figura 7.30: Domini discretizzati

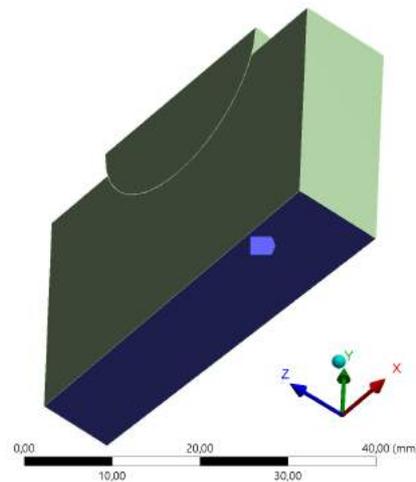
	Nodi	Elementi
Modello Raggio interno	34766	20650
Modello Raggio esterno	34261	20420

Tabella 7.11: Numero di elementi e nodi dei modelli numerici

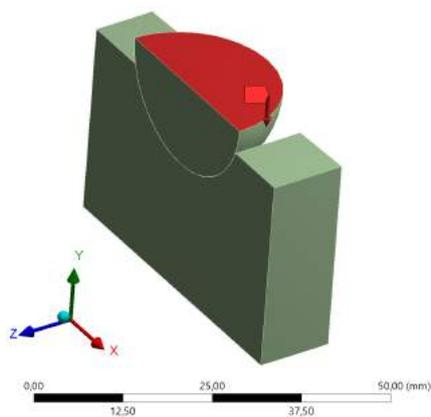
Condizioni al contorno e assegnazione dei materiali L'assegnazione dei materiali e i modelli costituenti sono i medesimi delle precedenti simulazioni. In figura 7.31 sono mostrate i carichi e vincoli imposti ai modelli.



(a) Regione di simmetria



(b) Vincolo di incastro



(c) Carico applicato

Figura 7.31: Modelli numerici: Condizioni al contorno

Risultati Dai modelli numerici, analogamente con quanto fatto con quelli analitici, sono stati ricavati i valori di pressione massima nella zona di contatto, l'andamento della tensione ideale calcolata secondo il criterio di von Mises, nonché la reazione vincolare che offre la sezione incastrata. I risultati ottenuti sono mostrati in tabella 7.12.

		Raggio interno	Raggio esterno
Pressione di contatto massima	P_{max} [MPa]	204	200
Tensione ideale massima	$\sigma_{id,max}$ [MPa]	158	160
Reazione vincolare	R [N]	202.6	202.7

Tabella 7.12: Modelli numerici: risultati

7.3.3 Confronto fra i modelli e conclusioni

Si osservi come i modelli appena descritti godano delle stesse considerazioni descritte nei paragrafi 7.1.3 e 7.2.3.

Infine va osservato è il confronto fra le tensioni ideali calcolate secondo il criterio di von Mises dei modelli al raggio interno ed esterno e del modello con gola lineare. Si può notare, come mostrato in figura 7.32 come i valori di tensioni non risultino significativamente influenzati dalla posizione delle gola nel piano del disco. Per cui si può ipotizzare che il processo di lappatura non sia influenzato dai diversi diametri in cui sono posizionate le gole.

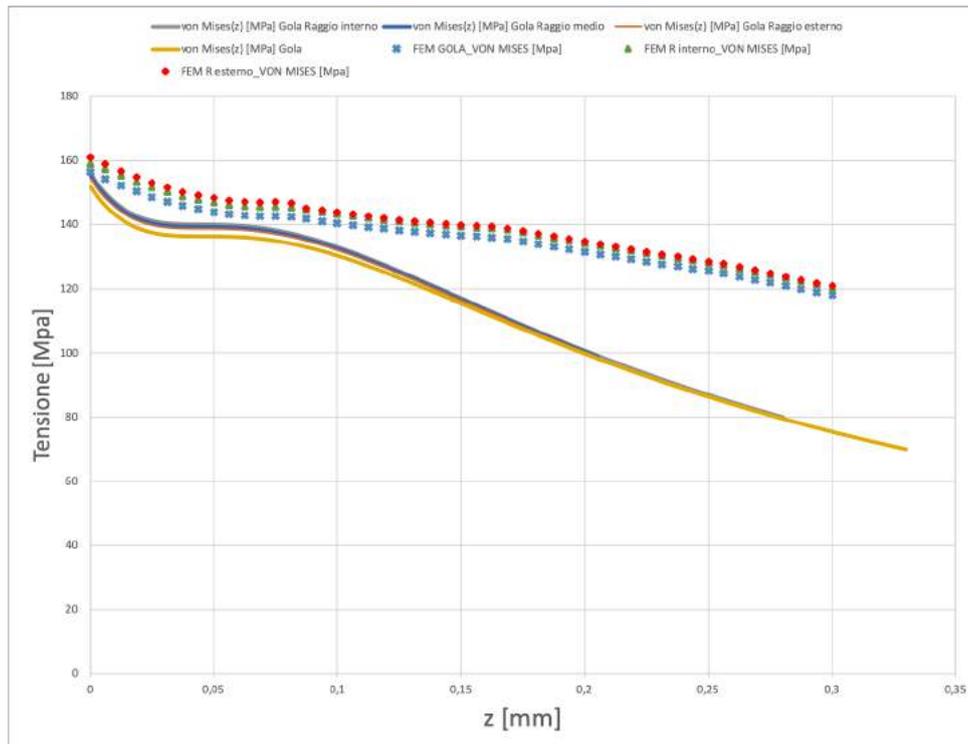


Figura 7.32: Confronto tensione ideale fra modello analitico e modello FEM per gola lineare, gola al raggio interno e gola al raggio esterno

Appendice A

Contatto in Ansys

Come analizzato nel Capitolo 4 i problemi di contatto fra corpi risultano altamente non lineari e spesso non presentano soluzione in forma chiusa se non per casi estremamente semplici ma di limitato interesse ingegneristico. ¹.

Per inquadrare al meglio un problema di attrito bisogna definire gli aspetti fondamentali ovvero riconoscere il contatto, assicurare la funzionalità del contatto e modellare l'attrito.

Riconoscimento del contatto In primis vanno definiti le superfici potenziali di contatto; in questo il solutore definisce in automatico le superfici e le identifica come superfici *Contact* e *Target*. Definite le potenziali superfici di contatto lo stato di contatto viene limitato in una regione sferica chiamata *Pinball Zone* il cui calcolo può essere lasciato al solutore o, in alternativa, essere modificato dall'utente fornendo il raggio d'azione.

Assicurare la funzionalità del contatto Poiché due corpi non possono fisicamente compenetrarsi bisogna stabilire una relazione fra le superfici per prevenire l'attraversamento di una rispetto l'altra durante la simulazione. Quando questo avviene si ha la

¹Per analizzare i problemi inerenti la l'analisi numerica del contatto fra corpi faremo riferimento al solutore **Ansys Mechanical APDL**

compatibilità del contatto, viceversa si ha la compenetrazione fra i corpi e la divergenza della soluzione. Per assicurare la funzionalità del contatto Ansys fornisce le funzioni *Pure Penalty*, *Normal Lagrange*, *Augmented Lagrange* e *MPC*.

Nella formulazione **Pure Penalty** il vincolo di contatto viene modellato come se fosse una forza di richiamo secondo la formulazione:

$$F_n = k_{normale} \cdot x_p \quad (\text{A.1})$$

dove x_p è la compenetrazione fra i corpi.

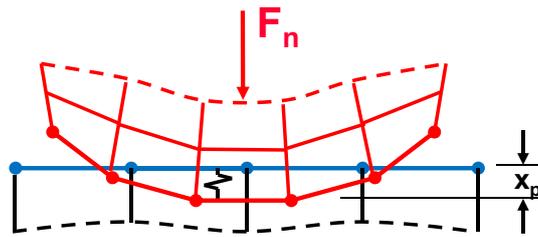


Figura A.1: Rappresentazione della formulazione Pure Penalty

Il metodo, per come è definito, ammette sempre una minima compenetrazione. Per cui il parametro fondamentale è la rigidezza normale $k_{normale}$; Più alta è la rigidezza minore sarà la compenetrazione (idealmente se $k_{normal} \rightarrow \infty$ non si avrebbe compenetrazione) e la soluzione sarà più accurata, d'altro canto l'aumento della rigidezza richiede maggiori risorse di calcolo poiché l'analisi avrà più difficoltà nel raggiungere la convergenza. Per valori troppo elevati di $k_{normale}$ si può avere un'oscillazione del modello con le superfici che "rimbalzano" l'una sull'altra ad ogni iterazione.

La $k_{normale}$ è calcolata in default del solutore ma come per la *Pinball Zone* può essere modificata manualmente agendo su un fattore proporzionale. Inoltre la $k_{normale}$ può essere

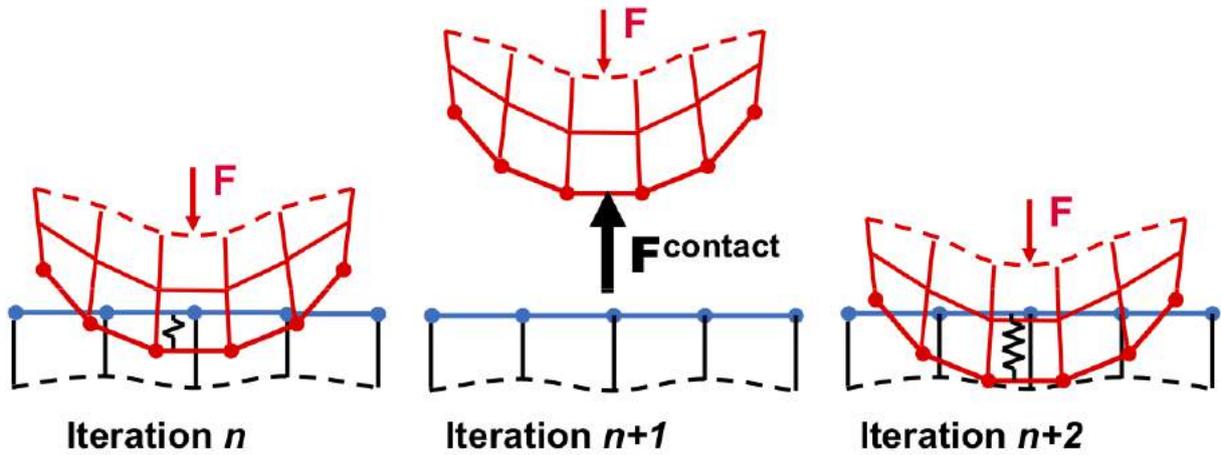


Figura A.2: Schematizzazione di ciò che accade per valori troppo elevati di $k_{normale}$

lasciala costante o ricalcolata durante la soluzione del problema

La formulazione **Normal Lagrange** aggiunge un ulteriore grado di libertà (DOF), la pressione di contatto, per soddisfare la compatibilità di vincolo. Per cui la forza di contatto non viene risolta come se fosse una forza elastica ma come se fosse un DOF aggiuntivo:

$$F_n = DOF \quad (A.2)$$

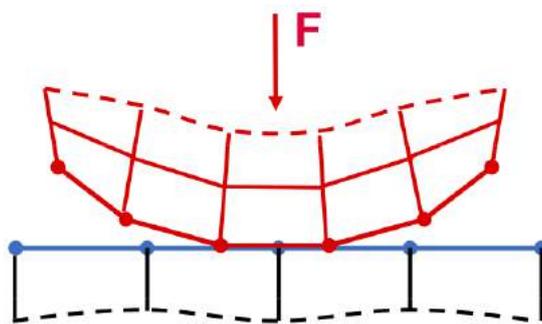


Figura A.3: Rappresentazione della formulazione Normal Lagrange

Tale formulazione quindi non richiede una rigidezza di contatto ma è lo stesso DOF addizionale che impone una penetrazione nulla (o quasi).

La formulazione *Normal Lagrange* quindi risulta sicuramente la formulazione più accu-

rata, ma richiede risorse di calcolo maggiori ed è anche la formulazione più sensibile al fenomeno del *chattering*.

Infatti se non è permessa la compenetrazione fra i corpi lo stato del contatto oscilla fra le configurazioni aperto/chiuso (figura A.4) secondo una funzione a gradino e può portare la soluzione a divergenza. Questo fenomeno è detto *chattering*. Se invece si ammette una piccola penetrazione si può agevolare la convergenza del risultato.

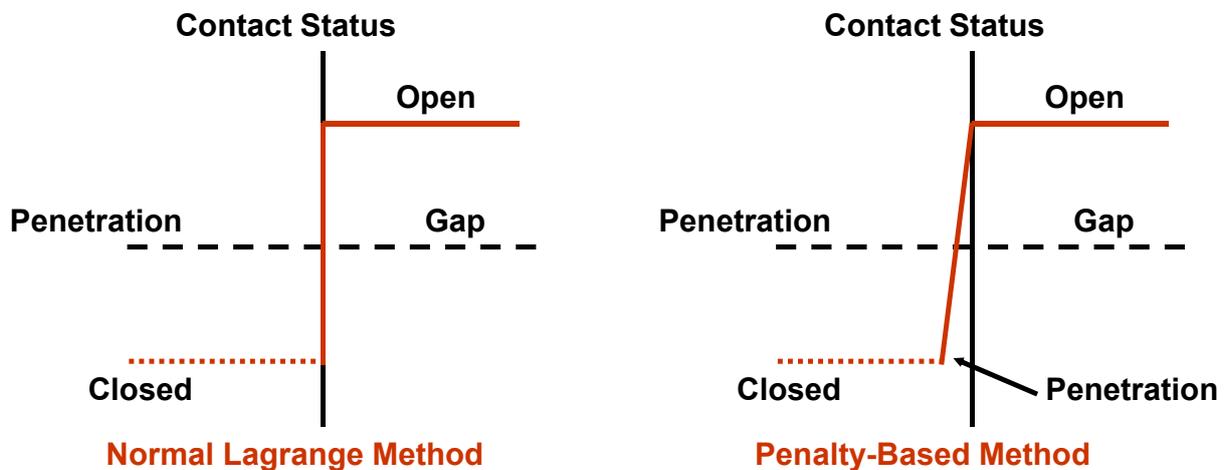


Figura A.4: Funzioni di Contact Status

La formulazione **Augmented Lagrange** invece è una formulazione ibrida così definita:

$$F_n = k_{normale} x_p + \lambda \quad (A.3)$$

I due fattori che la caratterizzano sono la rigidità di contatto $k_{normale}$ che ha le stesse caratteristiche di quella definita nella formulazione Pure Penalty e il fattore correttivo λ che fa in modo che il metodo sia meno sensibile alla rigidità di contatto. In genere, la formulazione *Augmented Lagrange* risulta meno accurata della *Normal Lagrange* ma più stabile quindi è un giusto compromesso fra i metodi ².

²Qualora non si andasse a definire una specifica formulazione il software utilizzerebbe in default la formulazione *Augmented Lagrange*.

Una volta scelta la formulazione che descrive al meglio i vincoli di contatto bisogna definire il *comportamento del contatto*. Possiamo definirne, sulla base dei modelli disponibili nei solutori commerciali, un comportamento **Simmetrico** che non ammette la penetrazione della superficie *Contact* in quella *Target* e viceversa, o un comportamento **Asimmetrico** in cui la superficie *Contact* non può penetrare nella *Target* mentre è permesso il contrario. Ciò comporta che la scelta delle superfici ha una grande importanza al fine di ottenere risultati veritieri. La scelta del comportamento incide anche sulle risorse di calcolo richieste. Un comportamento simmetrico richiede maggiori risorse poiché i risultati sono calcolati su entrambe le superfici di contatto ed il valore calcolato risulta essere la media dei risultati calcolati sulle due superfici. Mentre in un contatto asimmetrico la soluzione è calcolata solo sulla superficie *Contact*.

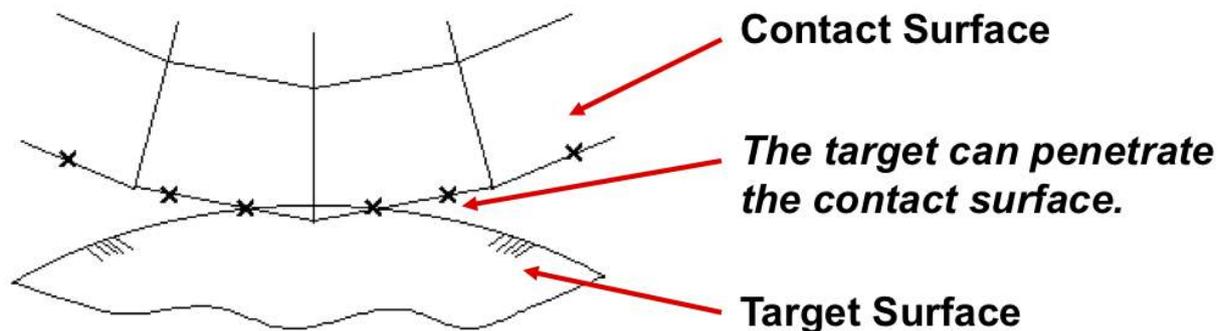


Figura A.5: Condizione di contatto asimmetrico

Modello d'attrito Se si vuole sviluppare un modello che tenga conto delle azioni tangenziali che si sviluppano fra due corpi a contatto bisogna definire un modello che tenga conto dell'attrito.

Fra i vari modelli di attrito, quello più comune è il modello coulombiano che mette in relazione le forze normali con quelle tangenziali secondo la relazione:

$$F_{tangenziale} \leq \mu F_{normale} \quad (\text{A.4})$$

dove μ è il coefficiente di attrito statico.

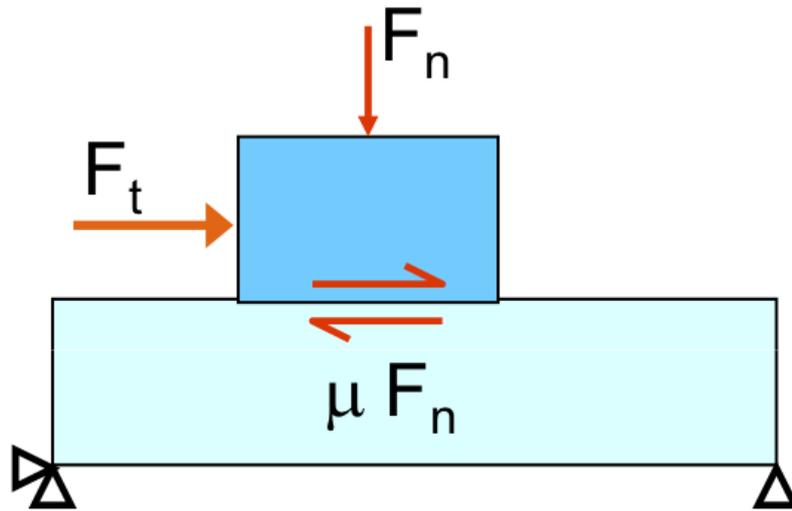


Figura A.6: Attrito coulombiano

Se la relazione A.4 non è più rispettata ($F_{tangenziale} > \mu F_{normale}$) si ha scorrimento relativo fra i corpi (*sliding*).

Nel momento in cui si passa da una condizione statica ad una dinamica la relazione fra forze tangenziali e normali cambia leggermente e diventa:

$$F_{tangenziale} = -\mu_d F_{normale} \text{sign}(\dot{x}) \quad (\text{A.5})$$

dove μ_d è il coefficiente di attrito dinamico mentre \dot{x} è la velocità relativa fra i corpi. Quindi la forza l'attrito è una forza resistente che si oppone sempre al moto relativo dei corpi.

in direzione tangenziale il solutore utilizza la formulazione *Pure Penalty* così definita:

$$F_{tangenziale} = k_{tangenziale} x_s \quad (\text{A.6})$$

dove x_s è lo scorrimento tangenziale. La rigidezza di contatto tangenziale è analoga a quella normale, l'unica differenza sta nel fatto che è un parametro interamente controllato dal software e non modificabile dall'utente.

In genere se due corpi non scorrono, ovvero è valida la A.4, ci troviamo in una condizione detta *sticking*. Teoricamente in questa configurazione $x_s = 0$, in realtà è permessa una tolleranza di spostamento tangenziale dell'1% (*elastic slip tollerance*, ELSI) calcolata sulla lunghezza media degli elementi di contatto.

Ansys fornisce cinque diverse condizioni per simulare il contatto riassunte in tabella A.1.

CONTATTO	SEPARAZIONE	SCORRIMENTO
BONDED	SI	NO
NO SEPARATION	NO	SI
FRICTIONLESS $\mu = 0$	SI	SI
FRICTIONAL $\mu \neq 0$	SI	SI
ROUGH $\mu \rightarrow \infty$	SI	NO

Tabella A.1: Tipologia di contatti

Si osservi che i modelli *Bonded* e *No Separation* sono modelli lineari mentre la famiglia dei modelli *frictional* è un gruppo di modelli non lineari e per questo richiedono risorse computazionali maggiori.

Conclusioni e Sviluppi Futuri

In sintesi questo lavoro di tesi ha approfondito il processo produttivo delle sfere in acciaio per cuscinetti volventi, schematizzando i sistemi di carichi a partire dalle condizioni operative del processo (pressione, numero di giri e carico pagante). Dopo un breve focus sul processo in sé, sono stati studiati nel complesso le principali leggi fisiche alla base del processo, in particolare quelle legate ai fenomeni tribologici, quali attrito, usura e lubrificazione.

Successivamente, sono stati studiati i materiali costituenti rispettivamente le sfere e i dischi-utensili mediante prove sperimentali.

Una volta definiti i materiali e le leggi fisiche che reggono il sistema, si è passati ad una modellazione numerica (mediante il metodo degli elementi finiti). In prima approssimazione si è passati da un sistema molto complesso, quale l'intera lavorazione di lappatura, ad un modello più semplice da gestire, che, comunque rimanga fedele alla realtà riducendo notevolmente le risorse di calcolo.

I due modelli semplificati studiati, presentano inoltre la possibilità di confrontarsi con un modello analitico piuttosto fedele alla realtà, come quello proposto da Hertz, e possono

essere confrontati con altri modelli presenti in letteratura.

In conclusione questo studio ha fornito dei modelli semplificati, in cui è stato possibile ridurre i parametri liberi che descrivono il processo produttivo ad un numero più gestibile.

È stata evidenziato come l'influenza della curvatura delle gole dei dischi sia trascurabile a causa dell'estensione dei dischi rispetto alle sfere. Inoltre questo risultato può essere generalizzato a tutte le sfere prodotte nel Plant di Pinerolo.

Va osservato come questo lavoro di tesi si pone come un primo tassello per la comprensione e modellazione di un processo non convenzionale tuttora molto legato all'esperienza aziendale. Descrivere una parte del processo come una lavorazione meccanica, con un singolo modello che tenga conto di tutti (o quasi) i parametri in gioco è piuttosto articolato. La soluzione scelta è stata quella di studiare singolarmente alcuni fenomeni per poi farli confluire in un unico modello.

Quindi altri studi possibili a proseguire questo lavoro di tesi potrebbero essere:

- Studio del tribosistema Sfera-Mola mediante un modello numerico-sperimentale (prove tribologiche).
- Studio del comportamento della lavorazione di lappatura variandone le condizioni operative (DOE)

Inoltre questo studio si presta per un approfondimento dei materiali descritti in particolare modo la bachelite.

Bibliografia

- [1] C. Campagnaro, R. Capo (2009), *Cinque miliardi di sfere. Design sistemico e produzione metallurgica*, Casa Editrice Ambrosiana
- [2] N. Saporito (2016), *Studio e ottimizzazione dell'operazione di limatura nella produzione delle sfere in acciaio*
- [3] K.L. Johnson (1985), *Contact Mechanics*, Cambridge University Press
- [4] A. Gugliotta, G. Belingardi, *Contatto fra corpi solidi. Risultati della teoria di Hertz, Dispense del corso di Costruzione di Macchine*, Politecnico di Torino
- [5] Bhushan, Bharat *Principles and Applications of Tribology*, Oxford, UK: John Wiley & Sons, Ltd
- [6] M. Boiniardi, F. D'Errico, F. Micaro *Il problema dell'usura negli organi meccanici*
- [7] S. Eder, S. Ilincic, G. Vorlauffer *Numerical Modeling of Lubricated Frictional Tribocontacts on the Micro and Nanoscale*
- [8] U. Besson, *Da Leonardo da Vinci alla Nanontribologia: storia delle ricerche e delle teorie sui fenomeni d'attrito*
- [9] *Central LAB Reports, TN Pinerolo Plant*

[10] DIN EN ISO 527-1 *Plastics*

[11] DIN EN ISO 527-2 *Determination on tensile properties of plastics*

[12] *ANSYS User's guide*

Ringraziamenti

Arrivato alla fine del mio percorso universitario desidero ringraziare innanzitutto la mia relatrice e correlatrice, le professoresse Daniela Maffiodo e Raffaella Sesana, per la disponibilità datami durante la stesura della tesi e per i consigli di cui farò tesoro per la mia vita personale e professionale.

Ringrazio mia madre e mio padre per il loro supporto e l'opportunità che mi hanno dato in tutti questi anni. So quanto quest'anno per loro sia stato immensamente duro, e che la battaglia continuerà ancora. Ma spero che questo traguardo sia per loro uno barlume di luce nel buio più oscuro che c'è.

Un ringraziamento va a mio fratello che in questo contesto si è fatto carico di tutto e tutti. È diventato il faro della nostra famiglia. Lo scrissi già tre anni fa ma oggi lo voglio ribadire più che mai: Fabrizio sei un esempio non solo per me ma per tutti noi.

Voglio ringraziare anche Maristella, perché se Fabri è diventato il faro, lei è il suo custode; la persona che cambia la lampadina e che ne garantisce sempre il funzionamento. Probabilmente un lavoro ingrato e spesso sottovalutato ma indispensabile.

Ringrazio anche i miei amici di sempre, Gianluca, Alessandro, Paolo e Melania perché so che ci sono sempre stati e ci saranno sempre.

Ringrazio anche tutti quelli che ho potuto conoscere in questa mia nuova esperienza torinese. I miei compagni di studi adesso miei colleghi ma soprattutto miei amici.

A Pierluigi e Daniele: Prima conoscenti, poi colleghi, poi amici e infine coinquilini. Direi una percorso sempre in crescendo. A voi va un ringraziamento speciale per tutti momento di allegria trascorso al Club 144.

A Vincenzo mio fido compagno di sushi.

Ad Adina grande compagna di viaggio

A Giuseppe che in questi ultimi mesi ha dimostrato che grande uomo sia. Se è vero che i veri amici si vedano nel momento del bisogno allora lui lo ha ampiamente dimostrato. E non posso che ricambiargli tutto ciò che ha fatto per me, e tutta la fortuna possibile, adesso che sta per incominciare la mia stessa battaglia.

Ringrazio anche tutto il resto degli sciangati Dario, Fabio, Mimmo, Riccardo, Bruno, Davide, Gianmarco, Antonio, Marzia, Cristina, Federica, Celeste e Flavia.

Infine ringrazio tutti coloro che non ho elencato ma che nel corso del mio percorso hanno sempre creduto nelle mie potenzialità. Grazie!

Daniele