

# Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica Percorso: Progettazione Meccanica A.a. 2020/2021 Sessione di Laurea Ottobre 2021

# Studio di una guarnizione metallica mediante simulazione FEM nonlineare e relativo confronto sperimentale

Relatore:

Prof. Aurelio Somà Co-Relatore: Prof. Nicolò Zampieri Candidato: Andrea Martino

# Sommario

1.		Intr	oduz	zione	. 4
2.		Des	scrizi	one del problema	. 5
	2.	1.	Gua	rnizione metalliche e semi-metalliche	. 5
		2.1	.1.	Ring Joints	. 5
		2.1	.2.	Guarnizioni metalliche lenticolari	. 7
		2.1	.3.	Guarnizioni metalliche piane e rigate	. 7
		2.1.4. 2.1.5. 2.1.6.		Guarnizioni spirometalliche	. 9
				Guarnizioni metallo gomma	10
				Guarnizioni metalloplastiche	11
		2.1	.7.	Guarnizioni energizzate	11
	2.:	2.	Cur	va carico-schiacciamento	13
		2.2	.1.	Descrizione curva	13
		2.2	.2.	Utilizzo curva	14
	2.3	3.	Prov	va sperimentale	17
		2.3	.1.	Pressa oleodinamica	17
		2.3	.2.	Micrometro	19
		2.3.3.		Cella di carico	19
		2.3.4.		Descrizione prova	21
3.		Intr	oduz	zione al modello fem	23
	3.	1.	Pro	blema del contatto	23
		3.1	.1.	Tipologie di elementi di contatto	24
		3.1	.2.	Contatto tra nodo e nodo	25
		3.1.3.		Contatto tra nodo e superficie	25
		3.1	.4.	Contato tra superficie e superficie	26
		3.1	.5.	Contatto tra linea e linea 3D e contatto tra linea e superficie	28
	3.:	2.	Pro	blema del comportamento elastoplastico del materiale	29
		3.2	.1.	Criterio di snervamento	30
		3.2	.2.	Regola del flusso	31
		3.2	.3.	Regola dell'incrudimento	32

4. De	escrizi	ione modello Ansys APDL
4.1.	Тір	ologia di elementi utilizzati 38
4.	1.1.	Elemento SOLID92
4.	1.2.	Elemento SOLID187
4.2.	Intr	oduzione al contatto
4.	2.1.	Algoritmi di contatto
4.	2.2.	Tipologie di contatto
4.	2.3.	Contatto simmetrico e asimmetrico
4.3.	Ele	menti di contatto
4.	3.1.	Elemento CONTA174
4.	3.2.	Elemento TARGE170
5. M	odelle	o mono-layer
5.1.	Rea	alizzazione del contatto
5.2.	Affi	inazione del modello
5.3.	Ana	alisi dei risultati e confronto con valori sperimentali
5.4.	Cor	nfronto con guarnizioni di geometrie diverse61
6. M	odello	o bi- e tri- layer
6.1.	Rea	alizzazione del contatto
6.2.	Affi	inazione del modello
6.3.	Ana	alisi dei risultati e confronto con valori sperimentali
6.4.	Cor	nfronto con guarnizioni di geometrie diverse69
7. M	odelle	o a quattro layer
7.1.	Rea	lizzazione del contatto
7.2.	Affi	inazione del modello
7.3.	Ana	alisi dei risultati e confronto con valori sperimentali
8. Pc	ossibil	i modifiche per ridurre il tempo di calcolo77
8.1.	Gua	arnizione tri-layer ridotta
8.	1.1.	Analisi della geometria77
8.	1.2.	Analisi e confronto dei risultati
8.2.	Gua	arnizione a quattro layer ridotta

	8.2.1.	Analisi della geometria	79	
	8.2.2.	Analisi e confronto dei risultati	80	
9.	Conclusione			
10.	Biblio	grafia e sitografia	83	

# 1. Introduzione

La simulazione ad elementi finiti è un ambito dell'ingegneria in forte sviluppo negli ultimi anni. Le sue potenzialità sono cresciute di pari passo all'aumento delle capacità di calcolo dei computer, fino ad oggi in cui, con le giuste accortezze e conoscenze, è possibile simulare praticamente ogni componente analizzabile nella meccanica.

Il calcolo ad elementi finiti sta diventando sempre più parte fondamentale nella progettazione perché intrinsecamente possiede molti vantaggi ricercati dalle aziende: consente di verificare in modo preliminare un componente appena sviluppato, riducendo al minimo i costi di prototipazione, iniziando la produzione vera e propria con un componente quasi sicuramente corretto; inoltre dà la possibilità di valutare versioni alternative dello stesso pezzo con geometrie o materiali differenti senza realizzarli fisicamente. Con le tecnologie più moderne è anche possibile simulare grandi assiemi, grazie ai programmi di analisi multi-body: un esempio che rende bene l'idea può lo studio del comportamento di un elicottero ancorato ad una nave portaelicotteri sollecitato dal moto ondoso, tutto ciò senza calcolatore è impossibile da fare.

Oltre alla meccanica pura, questa tipologia di analisi consente di simulare anche processi produttivi, come lo stampaggio di polimeri, la tornitura o la fusione, in modo da ottimizzarli sia dal punto di vista qualitativo per il componente che si va a realizzare che dal punto di vista energetico ed economico.

In ambito aeronautico e marino è ormai di ampio utilizzo la simulazione CFD, o fluidodinamica computazionale. Essa è fondamentale per tutte quelle analisi che riguardano fluidi in moto, che essi siano gas di scarico, in ambito motoristico, o liquidi, come l'acqua in ambiente nautico, o l'aria, in aerodinamica.

Detto tutto ciò, la tesi riguarderà appunto la simulazione ad elementi finiti applicata ad un componente che è presente su tutti i veicoli a motore termico, la guarnizione del collettore di scarico.

Nello specifico sarà trattata la sua deformazione durante lo schiacciamento, in modo da valutarne il ritorno elastico e la capacità a resistere alle pressioni interne al condotto di scarico.

L'intera attività di tesi è stata svolta presso la Technical Knowledge s.r.l. di San Mauro Torinese (TO).

# 2. Descrizione del problema

La Technical Knowledge è specializzata nella produzione di guarnizioni metalliche piane in ambito automotive. Una guarnizione è un elemento che posto tra due superfici evita la fuoriuscita di gas o fluidi all'esterno; la particolarità è il materiale di cui è composta: il metallo.

In genere, si è abituati ad avere a che fare con guarnizioni in gomma o silicone o comunque materiali molto elastici e deformabili che, interposti tra due flange o due componenti, grazie proprio alla loro elevata deformabilità, si adattano alle due superfici, tra cui vengono strette, e bloccano ogni perdita.

Esse hanno un unico difetto: sono molto sensibili alla temperatura; infatti, nella maggior parte dei campi di utilizzo la temperatura non supera mai i 200-300 °C, se si superano tali valori il materiale polimerico andrebbe in contro o a carbonizzazione o a scioglimento, entrambi gli esiti comporterebbero la totale perdita di tenuta.

Per questi motivi, in campi in cui si raggiungono temperature molto elevate si è obbligati ad utilizzare materiali differenti, metallici o metallici con rivestimenti ceramici; nel caso in esame la guarnizione è composta da acciaio inossidabile, nello specifico AISI 301 o in alcune particolari applicazioni AISI 304.

I clienti per verificare la corretta tenuta della guarnizione e comprendere quale sia la migliore geometria in base alle condizioni di lavoro chiedono all'azienda di fornirgli un grafico che relazioni lo schiacciamento di quest'ultima in relazione al carico applicato; da questo loro sono in grado di valutarne il ritorno elastico in relazione alla coppia di chiusura.

## 2.1. Guarnizione metalliche e semi-metalliche

I principali campi di utilizzo di guarnizioni metalliche sono tutti quegli ambienti in cui vengono raggiunte temperature molto elevate, uno fra tutti quello motoristico.

Esistono diversi modelli di guarnizioni metalliche: le cosiddette Ring Joint (guarnizioni metalliche pesanti), le guarnizioni lenticolari, le guarnizioni piane o rigate e le guarnizioni spirometalliche. Perché una guarnizione funzioni correttamente, però, è necessario che non ammetta alcun tipo di perdita: una perdita qualsiasi, infatti, può mettere a rischio non soltanto il lavoro svolto, ma anche la salute di chi opera in un determinato settore.

### 2.1.1. Ring Joints

I ring joint o guarnizioni metalliche pesanti hanno trovato il loro maggiore impiego nell'industria petrolifera (sia di produzione che di raffinazione del petrolio), in tutti gli impianti di trasformazione del vapore e in applicazioni per resistenza ad alte temperature e pressioni. Vengono adottate dove siano necessarie alta resistenza meccanica, buona conducibilità termica ed inattaccabilità in presenza di agenti corrosivi. Questo tipo di guarnizioni metalliche, sono ottenute mediante una lavorazione da metallo solido presso centri di lavoro a CNC: macchine da taglio per forgiati o billette, torni semiautomatici per la sgrossatura superficiale del materiale grezzo e speciali torni a CNC per la lavorazione della sezione. I materiali standard, per ottenere queste guarnizioni, comprendono ogni tipo di metallo forgiato o da lastra; non vengono presi in

considerazione metalli di fusione o metalli che richiedano un trattamento termico dopo la finitura meccanica ed è da escludersi assolutamente qualsiasi ricorso a saldature. Vengono realizzate di diverse tipologie: a sezione ovale, ottagonale, quadrata, trapezoidale, e con speciali trattamenti della superficie quando richiesto.



Figura 1 Tipologie Ring Joint

Esse fanno tenuta per mezzo della semplice forza del carico di compressione della superficie della guarnizione. Inizialmente la tenuta è data dall'azione del contatto a cuneo della guarnizione che facilita l'assestamento e l'assiemaggio della stessa nell'apposita sede. Questo tipo di tenuta necessita di apposite flange per svolgere appieno il proprio compito.



Figura 2 Dettaglio della flangia

#### 2.1.2. Guarnizioni metalliche lenticolari

Sono caratterizzate da una superficie di tenuta sferica che va a contatto con la superficie conica della flangia. Vengono impiegate per applicazioni molto particolari, in termini di pressione, temperatura e loro variazioni nel tempo. Solitamente si trovano installate su connessioni flangiate di reattori ad alta pressione.



Figura 3 Guarnizione lenticolare

#### 2.1.3. Guarnizioni metalliche piane e rigate

Queste guarnizioni trovano la loro applicazione in coperchi di valvole, apparecchiature per ammoniaca, giunti a maschio e femmina e ovunque non sia richiesta compressibilità al fine di compensare le superfici di finitura delle flange, la loro deformazione e il loro non perfetto allineamento. Esse raggruppano tutti i tipi di guarnizioni dove non sono richieste doti di compressibilità. Queste guarnizioni fanno tenuta per mezzo della semplice forza del carico di compressione sulla propria superficie. Possono essere costruite in tutte le forme desiderate e senza limitazioni dimensionali: circolari, ovali, quadrate, inoltre possono essere forniti con un rivestimento in grafite adesiva liscia o zigrinata sui due lati.



Figura 4 Sezioni guarnizioni piane e rigate

La durezza della guarnizione deve essere inferiore a quella del materiale della flangia con cui viene a contatto e la forza da applicare sull'area di contatto della guarnizione deve essere superiore al carico di rottura della stessa. La tenuta delle suddette si basa sulle differenti durezze dei materiali.



Figura 5 Tenute piane e rigate

Una ulteriore variante di questa tipologia di tenuta è l'aggiunta di un profilo di coniatura, particolarmente utilizzato come guarnizione per collettori di scarico. La tenuta viene garantita ed intensificata dalla deformazione elastica residua del materiale che tenta di "spingere" verso l'alto la flangia superiore. Il profilo di coniatura inoltre viene variato, di forma e dimensioni a seconda delle pressioni di contatto che si vogliono generare.

Per far sì che la guarnizione mantenga una deformabilità elastica residua più elevata si ricorre all'ausilio di più strati, di cui alcuni coniati ed altri no, chiamati folli in quanto non danno alcun contributo elastico per la tenuta.



Figura 6 Guarnizione coniata mono-strato



Figura 7 Guarnizione coniata multistrato

L'attività di tesi si sviluppata intorno a queste ultime due tipologie.

#### 2.1.4. Guarnizioni spirometalliche

Le guarnizioni spirometalliche vengono principalmente utilizzate in raffinerie di petrolio, industrie chimiche, impianti di produzione e trasformazione del vapore e centrali elettriche. Data la loro particolare struttura, si adattano perfettamente alle superfici metalliche, sopportando temperature e pressioni elevate, temperature da -200°C a 1000°C e pressioni fino a 400 bar. queste guarnizioni sono costituite da un nastro metallico con particolare profilo sagomato e accoppiato ad un altro nastro di riempitivo che può essere di diversi materiali, tra cui grafite, ptfe, fibra di ceramica, di vetro o di Mica. Essi sono avvolti uniformemente con una costante tensione di avvolgimento. Il particolare profilo metallico, sotto compressione, ha un'azione elastica che assicura una perfetta tenuta in tutte le condizioni di temperatura e pressioni fluttuanti. La forma di esecuzione è normalmente circolare ma è possibile realizzarle anche in forma ovale, oblunga, quadrata, a pera o a losanga. Inoltre, possono essere assemblate ad un anello di centraggio interno, esterno o entrambi. L'uso degli anelli ha scopi ben precisi: l'anello interno ha funzione di anti-turbolenza in quanto solitamente ha il diametro interno uguale al diametro interno della flangia; evita il depositarsi di materiale tra l'interstizio delle flange e normalmente è costruito con lo stesso materiale della spirale per cui ne protegge la corrosione ed elimina l'erosione della flangia. L'anello esterno invece serve come dispositivo di centraggio tra i bulloni, previene l'espansione laterale della spirale e serve come spessore di riferimento per un corretto montaggio della stessa.



Figura 8 Sezione guarnizione spirometallica

#### 2.1.5. Guarnizioni metallo gomma

Vengono impiegate nei più svariati settori come: acciaierie, industrie farmaceutiche, alimentari, petrolchimiche, chimiche e centrali elettriche e vengono impiegate in presenza di acqua e di quasi tutti i tipi di gas. Grazie alla loro particolare struttura sono in grado di compensare le irregolarità e il non perfetto allineamento delle flange anche con il minimo serraggio consentendo anche una minore usura sulle superfici di tenuta delle flange stesse. Vengono realizzate mediante un processo di vulcanizzazione della gomma su un anello metallico piano, che viene ricavato da un processo di tranciatura: questo fa sì che si garantisca un perfetto isolamento dell'anello impedendone la separazione se utilizzate in condizioni estreme. La presenza dell'anello all'interno aumenta la resistenza alla pressione; per produrlo possono essere impiegati vari tipi di metallo, così come vari tipi di gomma per l'involucro vulcanizzato.



Figura 9 Guarnizione metallo gomma

Figura 10 Vista in sezione

#### 2.1.6. Guarnizioni metalloplastiche

Sono particolarmente indicate per tenute su superfici lisce di: scambiatori di calore, coperchi di valvole, condutture di gas, tubature sottovuoto, flange di ghisa, autoclavi, caldaie, complessi per indicatori di livello. Sono, per la loro efficienza, richieste dove, per compensare un allineamento inesatto o difettoso delle flange, necessiti una guarnizione in grado di sopportare uno schiacciamento variabile dal 20 al 30% del suo spessore iniziale. Le guarnizioni metalloplastiche sono composte da un'anima morbida, generalmente grafite, o fibra di vetro o ptfe e parzialmente o totalmente rivestite da una guaina metallica. Questi tipi di guarnizione, più facilmente comprimibili che non i tipi ondulati metallici, resistono alle alte pressioni e temperature e possono essere impiegati in svariate condizioni di esercizio con un'appropriata scelta del metallo costituente la guaina. Vengono prodotte nelle forme più svariate: circolari, circolari con uno o più traversi, ovali, quadrate, a losanga, a pera, oblunghe. Per quanto riguarda le dimensioni non esiste teoricamente limitazioni alcuna.



Figura 11 Guarnizioni metalloplastiche

#### 2.1.7. Guarnizioni energizzate

Questo tipo di guarnizioni, grazie alle loro elevate prestazioni, sono adatte per essere impiegate nei più svariati campi, quali: sistemi pneumatici e idraulici per industria aeronautica, sistemi refrigeranti, giunti criogenici, motori Diesel, attacchi a flangia, attrezzature nel settore petrolchimico, pompe, robotica, giunti rotanti, valvole, e sistemi di controllo. Le guarnizioni energizzate sono componenti di precisione ottenute per mezzo di macchinari a CNC di ultima generazione. Il loro particolare profilo, a "U" sfrutta la pressione del sistema per espandersi ed aumentare così il carico superficiale che offre la tenuta.



Figura 12 Guarnizioni energizzate

Possono essere realizzate sia in versione frontale che radiale, quindi per tenute statiche e dinamiche. Le molle o "Espansori" metallici, situati all'interno della guarnizione creano la spinta iniziale necessaria ad attivare la tenuta della guarnizione. Sulla base delle diverse applicazioni, possono essere forniti "Espansori" di tipo a "V", Figura 13 a destra, che permettono una deformazione in campo elastico più ampia di quella di un O-Ring di pari sezione e di tipo a " $\Omega$ " (spirale metallica), Figura 13 a sinistra, in grado di sviluppare dei carichi più elevati, adatti per applicazioni criogeniche. La scelta corretta degli "Espansori" risulta quindi un passaggio molto importante, così come la scelta dei vari tipi di materiali costituenti la guarnizione.



Figura 13 Tipologie di "Espansore"

Queste sono progettate per operare in un range molto ampio, da temperature criogeniche di - 270°C a temperature a volte superiori a 300°C. Vengono realizzate da diametri di pochi millimetri fino a 2 metri.

### 2.2. Curva carico-schiacciamento

L'obbiettivo principale dell'attività è la ricerca di un modello fem che ricavi la curva caricoschiacciamento il più simile possibile a quella che viene graficata sperimentalmente. Tale curva viene richiesta dal cliente nel momento della scelta di una nuova guarnizione.



#### 2.2.1. Descrizione curva

Grafico 1 Esempio curva Carico-Schiacciamento

Come è possibile vedere dal grafico sopra riportato, *Grafico 1*, sono principalmente distinguibili tre tratti:

- Parte lineare, tratto blu, in cui è predominante una la deformazione elastica della guarnizione
- Parte curva, tratto arancione, in cui inizia e si sviluppa la deformazione elasto-plastica della guarnizione; come si vedrà in seguito nella trattazione questo è il tratto più difficile da simulare numericamente
- Parte di scarico, tratto verde, in cui viene via via diminuito il carico e si manifesta il ritorno elastico residuo della guarnizione deformata

In tutte le curve ricavate sperimentalmente è ben visibile tale comportamento, nonostante la variazione di geometria della guarnizione, come mostrato dal *Grafico 2*.



Grafico 2 Confronto tra grafici di differenti guarnizioni

#### 2.2.2. Utilizzo curva

Il cliente utilizzerà la curva carico-schiacciamento per verifica la corretta tenuta della guarnizione scelta. Per fare ciò si ricorre alla simulazione numerica: si realizza un modello semplificato della guarnizione presa in considerazione suddividendola in due parti e si ricorre ad un particolare tipo di elemento che, su quasi tutti i programmi di simulazione fem maggiormente diffusi (come Ansys o Abaqus), viene chiamato Gasket. Le guarnizioni sono componenti essenziali nella maggior parte degli assemblaggi strutturali. Le guarnizioni come componenti di tenuta tra i componenti strutturali sono generalmente molto sottili e realizzate in molti materiali, come acciaio, gomma e compositi. Da un punto di vista meccanico, agisce per trasferire la forza tra i componenti accoppiati. Il materiale della guarnizione è solitamente sotto compressione. Il materiale sotto compressione presenta un'elevata non linearità. Il materiale della guarnizione mostra anche un comportamento di scarico piuttosto complicato. La deformazione primaria di una guarnizione è solitamente confinata in una direzione, cioè attraverso lo spessore. Il contributo alla rigidezza della membrana (nel piano) e del taglio trasversale è molto più piccolo e viene trascurato. L'opzione Gasket consente di simulare le guarnizioni con gli elementi di interfaccia, in cui la deformazione a spessore è disaccoppiata dalla deformazione nel piano; nello specifico in Ansys si possono usare tali elementi: INTER192 - Guarnizione 2-D 4-Nodi, Figura 14; INTER193 -Guarnizione 2-D 6-Nodi, Figura 15; INTER194 - Guarnizione 3-D a 16 nodi, Figura 16; INTER195 -Guarnizione 3-D a 8 nodi, Figura 17 per una descrizione dettagliata degli elementi dell'interfaccia.





Figura 15 INTER193



Dopo aver scelto la tipologia di elemento e aver attivato l'impostazione Gasket, deve essere inserita tra le proprietà del materiale la curva carico-schiacciamento ricavata sperimentalmente. Può essere inserita direttamente la complessa curva pressione-chiusura misurata sperimentalmente, *Grafico 1*, o diverse curve pressione-chiusura in scarico per caratterizzare la deformazione attraverso lo spessore del materiale della guarnizione, *Figura 18*.



Figura 18 Curva con serie di carico-scarico

Per inserire la curva si ricorre al comando **TB**, **GASKET**. L'inserimento dei dati sui materiali considera due parti principali: parametri generali e comportamenti di chiusura a pressione. I parametri generali definiscono il gioco iniziale della guarnizione, la rigidità stabile per la stabilizzazione numerica e lo stress per la guarnizione in tensione. Il comportamento di chiusura a pressione include la compressione della guarnizione (carico) e i dati di tensione (scarico). L'opzione Gasket ha le seguenti sotto-opzioni:

- $\succ$  PARA  $\rightarrow$  Per definire i parametri generali del materiale della guarnizione
- $\succ$  COMP  $\rightarrow$  Per definire i dati di compressione della guarnizione
- ightarrow LUNL ightarrow Per definire i dati di scarico lineare della guarnizione
- $\succ$  NUNL  $\rightarrow$  Per definire i dati di scarico non lineare della guarnizione

Un materiale per guarnizioni può avere diverse opzioni contemporaneamente. Quando non sono definite curve di scarico, il comportamento del materiale segue la curva di compressione mentre è scaricato.

Un'ulteriore opzione può essere l'inserimento della deformazione termica, molto utilizzata nel caso di guarnizione per collettori di scarico.

La deformazione termica viene presa in considerazione utilizzando una decomposizione additiva nella deformazione totale, d, come:

$$d = d_i + d_{th} + d_0$$

dove:

- d = deformazione totale relativa tra le superfici superiore e inferiore dell'elemento di interfaccia
- di = deformazione relativa tra le superfici superiore e inferiore provocata dalla sollecitazione di applicazione, può essere definita anche deformazione meccanica
- d<sub>th</sub> = deformazione termica relativa tra le superfici superiore e inferiore dovuta alla dilatazione termica libera
- d<sub>0</sub> = gap iniziale dell'elemento ed è definito dalla sub-opzione PARA

La deformazione termica provocata dalla dilatazione termica libera è definita come:

$$d_{th} = \alpha * \Delta T * h$$

dove:

- >  $\alpha$  = coefficiente di dilatazione termica (input come **ALPX** su comando **MP**)
- ΔT = variazione di temperatura nella fase di carico attuale
- h = spessore dello strato nel punto di integrazione in cui la deformazione termica è di interesse

### 2.3. Prova sperimentale

Per ricavare la curva carico-schiacciamento, finora l'azienda è ricorsa all'effettuazione di una serie di prove sperimentali con l'ausilio di una pressa oleodinamica.

Gli elementi principali che compongono la prova sono:

- Pressa oleodinamica
- Micrometro
- Cella di carico

#### 2.3.1. Pressa oleodinamica

Questo macchinario è il componente cardine della prova.



Figura 19 Pressa

Esso è composto da due piatti, di cui uno rimane fisso, mentre l'altro si muove; l'unico movimento consentito è quello sull'asse verticale, o asse z della macchina. Per fare ciò viene sfruttato un circuito oleodinamico. Il piatto inferiore viene fatto muovere sfruttando la pressione dell'olio, esso viene messo in pressione grazie ad una pompa, di essa se ne può regolare la velocità tramite una manopola, più aumenta la velocità più sarà elevata la pressione raggiungibile dall'olio. Per regolare la salita del piatto si agisce su di un'altra manopola, ruotandola viene regolato il passaggio dell'olio all'interno dei tubi e di conseguenza la pressione che è in grado di sviluppare la macchina; la pressione raggiunta dal liquido viene letta da un manometro posto vicino ad essa.

Per decidere se il movimento del piatto debba essere verso l'alto o verso il basso si agisce su due pulsanti, uno giallo ed uno nero.



Figura 20 Quadro comandi



Figura 21 Dettaglio struttura e piatti

Come è possibile vedere dalla *Figura 21*, per rendere più stabile il sistema, andando ad evitare, per quanto possibile, deflessioni della macchina durante la prova, cosa che andrebbe sicuramente a falsare la misura letta dal micrometro, sono state costruite quattro colonne di diametro elevato, paragonabile a quello dei piatti, ancorate saldamente a due piastre molto spesse, una superiore ed una inferiore. Per assicurarsi che la pressione venisse distribuita uniformemente su tutta la guarnizione sono stati creati appositamente ulteriori due piatti tra i quali inserirle, come è possibile vedere nella *Figura 22*. Siccome non tutte le tenute hanno le stesse dimensioni ne sono stati creati di diverse dimensioni per adattarsi al meglio ad ogni situazione.



Figura 22 Dettaglio piatti aggiuntivi

#### 2.3.2. Micrometro

Il micrometro è lo strumento di misura della distanza tra i due piatti. Esso è composto da un'astina posta sul piatto superiore: mentre il piatto inferiore sale si porta in contatto con essa e la fa risalire, la sua risalita determina il valore letto dallo strumento.



Figura 23 Dettaglio astina del micrometro



Figura 24 Display digitale del micrometro

Il valore letto ricavato dalla risalita dell'astina viene riportato sul display, come in *Figura 24*. Oltre alla misura di spostamento assoluto, effettuando un'operazione di azzeramento, può essere anche riportata una misura di distanza relativa. Effettivamente durante la prova verrà richiesta una misura di schiacciamento, per questo motivo si effettuerà l'azzeramento una volta posta la guarnizione a contatto con entrambi i piatti.

#### 2.3.3. Cella di carico

Le celle di carico vengono impiegate per misurare il peso. Solitamente sono composte da un elemento elastico, sul quale sono stati posizionati gli estensimetri. L'elemento elastico in genere è in acciaio o alluminio, quindi è molto robusto, ma ha anche una minima elasticità. Come suggerisce il nome, l'"elemento elastico" in acciaio subisce una leggera deformazione sotto carico, ma è in grado di tornare nella posizione di partenza rispondendo alla sollecitazione. Queste variazioni minime possono essere rilevate con gli estensimetri. La deformazione degli estensimetri viene poi interpretata dall'elettronica analitica per determinare il peso.

Gli estensimetri sono conduttori elettrici collegati saldamente ad una pellicola con un motivo a zig-zag. Quando viene tirata la pellicola, la pellicola stessa e i conduttori si allungano. Quando si contrae, si restringe. Queste variazioni provocano un cambiamento di resistenza nei conduttori elettrici. La deformazione può essere determinata su questa base, in quanto la resistenza aumenta con la deformazione e diminuisce con la contrazione.

Gli estensimetri sono saldamente collegati all'elemento elastico, quindi sono solidali ai movimenti dello stesso. Questi estensimetri sono sistemati in un cosiddetto circuito ponte, o meglio un circuito a ponte di Wheatstone. Questo significa che quattro estensimetri sono collegati "ad anello" e la griglia di misurazione della forza misurata è allineata di conseguenza.



Figura 25 Esempio di circuito a ponte di Wheatstone

Il valore rilevato dalla cella viene riportato come valore di forza in kN (chilo-newton) sul display riportato in Figura 26.



Figura 26 Display della cella di carico

#### 2.3.4. Descrizione prova

La prova sperimentale si sviluppa in una serie di passaggi sviluppati in seguito. Per avere risultati statisticamente accettabili la prova viene ripetuta da un minimo di tre ad un massimo di cinque volte, partendo sempre da una guarnizione intatta. Questo test è di tipo distruttivo, infatti una volta schiacciata, una guarnizione non sarà più utilizzabile, ed è proprio per questo che per ogni prova si riparte con una guarnizione nuova. Come descritto in precedenza possono essere ricavate due differenti curve: una con serie di carico scarico oppure una con un solo carico, fino a raggiungere lo schiacciamento massimo, ed uno scarico; il test predisposto dall'azienda consente di riprodurre la seconda delle due.

Gli step della prova sono i seguenti:

- Come prima cosa viene misurato lo spessore totale iniziale della guarnizione, e la misura viene ripetuta per ciascuna delle quali si intende testare, è molto probabile che il valore letto vari da una all'altra di qualche punto percentuale per via del processo produttivo che non potrà mai realizzare prodotti con la stessa identica dimensione
- Viene calcolato lo spessore nominale a pacco; per fare ciò si moltiplica lo spessore di un singolo layer per il numero di layer della guarnizione finita, che siano essi attivi o folli. Ad esempio, se la guarnizione sarà di tre strati e lo spessore di un singolo layer è di 0.2 mm: lo spessore nominale a pacco sarà 3 layer x 0.2 mm = 0.6 mm
- Si calcola lo schiacciamento per arrivare a pacco per ciascuna delle guarnizioni: viene sottratto allo spessore totale, misurato al punto 1, lo spessore nominale a pacco, calcolato al punto 2
- 4. Ora si procede all'azzeramento del micrometro: è stato scelto come punto zero della cella di carico il valore 0.6 kN; si aziona la pressa a vuoto, quindi senza la guarnizione nel mezzo ma solo con i due piatti, fino a raggiungere un carico pari a 0.6 kN e si azzera lo strumento di misura
- 5. Per valutare l'errore di lettura dato da deflessione macchina si effettuano due passaggi:
  - Primo carico a vuoto della macchina: segnare lo spostamento letto dallo strumento di misura, aumentando il carico, per i seguenti valori di forza: 1, 1.5, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50 kN
  - Primo scarico a vuoto della macchina: segnare lo spostamento letto dallo strumento di misura, diminuendo il carico, per i seguenti valori di forza: 50, 25, 15, 8, 5, 3, 1.5 kN
- 6. Adesso si posiziona la guarnizione tra le piastre della macchina
- 7. Si applica un carico pari a 0.6 kN e si valuta lo spostamento letto dal micrometro
- 8. Ora ha inizio la prova vera e propria: si aumenta il carico sulla guarnizione segnando lo spostamento letto dallo strumento per i seguenti valori di forza: 1, 1.5, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50 kN, spesso la prova termina a valori di forza inferiori a 50 kN, infatti una volta che la guarnizione ha raggiunto lo schiacciamento massimo, il processo di carico può essere interrotto

- 9. Si rilascia il carico sulla guarnizione, per valutare la curva di scarico, segnando lo spostamento letto dallo strumento per i seguenti valori di forza: 50, 25, 15, 8, 5, 3, 1.5 kN; se il carico era stato interrotto prima, lo scarico parte dal valore più vicino a quello in cui la prova era stata interrotta, ma inferiore
- 10. Si procede con la correzione dei valori letti, calcolando lo spostamento effettivo: si devono sottrarre ai valori di spostamento letto durante i vari step di carico quelli di correzione valutati durante la prima prova a vuoto
- Come spiegato all'inizio, per avere risultati accettabili è necessario ripetere i punti da 4. a
   per ognuna delle guarnizioni su cui si vuole ripetere la prova
- 12. Come ultimo passaggio si diagrammano i valori di spostamento letto in funzione della forza applicata per ognuna delle prove, ottenendo il grafico finale forza-schiacciamento richiesto dal cliente

Per facilitare la prova si ricorre ad un file Excel precompilato, con tanto di formule già inserite, in modo da ripetere la prova sempre nello stesso modo; in seguito, è riportato un estratto di tale tabella, riferita ad una singola prova.

		GX.2126 Prima prova			
		Spessore iniziale [mm]	Spessore nominale a pacco	Schiacc per arrivare a pacco	sp letto a 0,6 KN
		0,58	0,2	0,38	0,44
Carico [kN]	Correzione [mm]	Schiacciamento letto [mm]	Schiacciamento effettivo [mm]		
0	0	0	0		
1	0,004	0,0678	0,0638		
1,5	0,0084	0,124	0,1156		
2	0,0122	0,145	0,1328		
3	0,01744	0,192	0,17456		
5	0,0268	0,239	0,2122		
8	0,0384	0,338	0,2996		
10	0,045	0,365	0,32		
15	0,054	0,383	0,329		
20	0,0574	0,395	0,3376		
25	0,0588	0,4	0,3412		
30	0,06	0,404	0,344		
25	0,06	0,404	0,344		
15	0,0578	0,398	0,3402		
8	0,0534	0,387	0,3336		
5	0,046	0,378	0,332		
3	0,0342	0,369	0,3348		
1,5	0,021	0,355	0,334		

Tabella 1 Estratto modulo prova sperimentale

I valori riportati in rosso sono quelli inseriti durante i test, mentre quelli in verde sono calcolati in automatico dal programma.

# 3. Introduzione al modello fem

Per la simulazione del problema è stato utilizzato, come solutore ad elementi finiti, il programma Ansys Mechanical APDL, e la scrittura dei listati è stata effettuata sotto forma di file .txt, per rendere l'input della simulazione più facilmente gestibile anche da altre periferiche. Per realizzare un modello corretto sotto tutti i punti di vista, oltre alla riproduzione di tutti i componenti significativi della prova, è stato necessario affrontare due problematiche differenti e molto complesse dal punto di vista computazionale: il contatto tra corpi e il comportamento elastoplastico del materiale; infatti, senza comandi appositi, questi due aspetti ,che ad un occhio inesperto potrebbero sembrare banali e sicuramente inclusi in ogni simulazione, non vengono presi in considerazione: il materiale viene considerato perfettamente elastico e il contatto viene ignorato consentendo la completa compenetrazione tra corpi diversi.

### 3.1. Problema del contatto

La gestione del contatto è un aspetto molto delicato nelle simulazioni fem. Esso viene gestito in maniera differente da ogni programma in commercio ed è influenzabile da numerosissimi parametri. I problemi di contatto sono altamente non lineari e richiedono notevoli risorse del computer per essere risolti. È molto importante che sia compresa la fisica del problema e ci si prenda il tempo necessario per impostare il modello in modo che funzioni nel modo più efficiente possibile.

I problemi di contatto presentano due difficoltà significative. Innanzitutto, generalmente non conosci le regioni di contatto finché non hai eseguito il problema. A seconda dei carichi, del materiale, delle condizioni al contorno e di altri fattori, le superfici possono entrare e uscire dal contatto l'uno con l'altro in modo largamente imprevedibile e improvviso. Secondo, la maggior parte dei problemi di contatto necessita della presa in considerazione dell'attrito. Ci sono diverse leggi e modelli di attrito tra cui scegliere, e tutti sono non lineari. Spesso capita che l'introduzione dell'attrito, se non ben gestita, porti alla non convergenza della soluzione. Oltre a queste due difficoltà, molti problemi di contatto devono affrontare anche effetti multi-campo, come la conduttanza di calore, correnti elettriche e flusso magnetico nelle aree di contatto.

L'APDL meccanico fornisce i seguenti approcci per la definizione delle interazioni di contatto:

- > Definizione di contatto basata sulla coppia
- Definizione generale del contatto
- Elementi di contatto da nodo a nodo

Sia la definizione di contatto basata su coppia che la definizione di contatto generale utilizzano le superfici per definire il contatto: sono adatti per risolvere applicazioni di contatto a scorrimento piccolo o grande.

Gli elementi di contatto da nodo a nodo vengono spesso utilizzati in situazioni in cui la posizione del contatto è nota in anticipo: questi tipi di problemi di contatto di solito comportano un piccolo scorrimento relativo tra le superfici di contatto.

Le definizioni di contatto generali e di contatto basate su coppie possono coesistere in un modello agli elementi finiti. Ad esempio, puoi scegliere di utilizzare il contatto basato su coppia per

modellare le interazioni di contatto che comportano un comportamento di distacco coeso, ma modellare altre interazioni di contatto con una definizione di contatto generale. Se in un modello sono definiti sia il contatto basato sulla coppia che il contatto generale, le definizioni del contatto basato sulla coppia vengono sempre conservate e la definizione del contatto generale esclude automaticamente le interazioni sovrapposte ovunque esista un contatto basato sulla coppia.

La definizione di contatto basata su coppie è solitamente più efficiente e robusta rispetto alla definizione di contatto generale. Il contatto generale è utile principalmente per i modelli in cui è difficile o addirittura impossibile determinare le coppie di contatto tra molte parti. Tuttavia, se l'identificazione di tutte le potenziali interfacce di contatto è ovvia, si consiglia di utilizzare coppie di contatti.

Una simulazione di contatto che utilizza un contatto basato su coppia o un contatto generale viene definita specificando quanto segue:

- Definizioni di superficie per i corpi/parti che potrebbero essere potenzialmente in contatto. Le superfici possono essere deformabili o rigide
- > Accoppiamento di contatto e interazione per le superfici che interagiscono tra loro
- Comportamenti dell'interfaccia di contatto come il coefficiente di attrito, come accennato in precedenza. Questi sono specificati tramite i comandi *MP* e *TB*
- Proprietà del contatto e parametri di controllo. Questi sono specificati tramite le costanti reali dell'elemento, utilizzando il comando *R*
- Formulazioni e impostazioni di contatto. Questi sono specificati tramite le opzioni dei tasti dell'elemento di contatto, utilizzando il comando KEYOPT

### 3.1.1. Tipologie di elementi di contatto

Per la definizione di una zona di contatto Ansys necessita della definizione di due nuove tipologie di elementi: elemento CONTA ed elemento TARGE. In una definizione di contatto basata su coppie, l'interazione di contatto è definita tra una superficie di contatto costituita da elementi di contatto (CONTA172, CONTA174, CONTA175 o CONTA177) e una superficie di destinazione costituita da elementi di destinazione (TARGE169, TARGE170). Agli elementi di contatto e agli elementi di destinazione di queste due superfici viene assegnato lo stesso numero ID dell'insieme di costanti reali, che deve essere maggiore di zero. Il programma cerca l'interazione di contatto solo tra superfici con lo stesso ID reale insieme costante. L'ID materiale degli elementi di contatto viene utilizzato per specificare le proprietà di interazione (come il coefficiente di attrito) tramite i comandi MP o TB.

Gli elementi di contatto (CONTA172, CONTA174) sono sovrapposti alle superfici esterne dei corpi deformabili e gli elementi di destinazione (TARGE169, TARGE170) sono utilizzati per coprire corpi rigidi autonomi. Gli elementi di contatto linea 3-D (CONTA177) sono sovrapposti su travi 3-D e su bordi caratteristici di corpi deformabili 3-D e/o bordi perimetrali di strutture shell. Gli elementi di vertice di contatto (CONTA175) sono sovrapposti sugli angoli convessi di corpi solidi 2-D o 3-D e/o strutture shell e sui punti finali delle strutture trave. Agli elementi di contatto e di destinazione vengono assegnati un ID costante zero reale e un ID materiale zero. Tuttavia, a

diverse superfici di contatto generali vengono assegnati ID di sezione diversi e ID di tipo di elemento di contatto/destinazione. In altre parole, ogni superficie è costituita da elementi di contatto o di destinazione che hanno un ID di sezione univoco. Il programma cerca l'interazione di contatto tra tutte le superfici, incluso l'autocontatto (contatto all'interno di una superficie).

#### 3.1.2. Contatto tra nodo e nodo

Per modellare un contatto tra nodo e nodo vengo utilizzati gli elementi CONTA178. Per utilizzare elementi di contatto da nodo a nodo, è necessario conoscere in anticipo la posizione del contatto. Questi tipi di problemi di contatto comportano solitamente un piccolo scorrimento relativo tra le superfici di contatto (anche nel caso di non linearità geometriche).

Gli elementi di contatto da nodo a nodo possono essere utilizzati anche per risolvere un problema superficie-superficie se i nodi delle due superfici si allineano, la deformazione relativa di scorrimento è trascurabile e le flessioni (rotazioni) delle due superfici rimangono piccole. Questi sono in genere problemi con la geometria sfaccettata e semplice. Un problema di interferenza è un esempio di un problema superficie-superficie in cui l'uso del contatto da nodo a nodo può essere sufficiente.

Oltre al comportamento di contatto unidirezionale, CONTA178 offre un'opzione di spazio cilindrico per modellare il contatto tra due tubi paralleli con un piccolo scorrimento relativo. Inoltre, CONTA178 può modellare il contatto tra due sfere rigide.



Figura 27 Geometria elemento CONTA178

#### 3.1.3. Contatto tra nodo e superficie

Per il contatto tra nodo e superficie viene utilizzato, come elemento contact, CONTA175. Supporta grandi scivolamenti, grandi deformazioni e diverse maglie tra i componenti a contatto. Il contatto si verifica quando l'elemento penetra in uno degli elementi del segmento target (TARGE169, TARGE170) su una superficie target specificata. CONTA175 viene in genere utilizzato per modellare applicazioni di contatto punto-superficie, come gli angoli delle parti a scatto che scorrono lungo la superficie di accoppiamento. Le superfici possono essere rigide o deformabili. A differenza degli elementi di contatto da nodo a nodo, non è necessario conoscere in anticipo la posizione esatta dell'area di contatto, né i componenti di contatto devono avere una mesh compatibile. Sono consentite grandi deformazioni e grandi scivolamenti relativi, sebbene questa capacità possa anche modellare piccoli scivolamenti.

L'elemento può guastarsi se la superficie target è fortemente discontinua. Non sono disponibili grafici di contorno per i risultati del contatto.



Figura 28 Geometria elemento CONTA175

#### 3.1.4. Contato tra superficie e superficie

Il contatto superficie-superficie può coesistere sia con l'interazione tra una superficie rigida e una flessibile sia tra due flessibili. Questi elementi di contatto utilizzano una superficie di destinazione e una superficie di contatto per formare una coppia di contatti.

La superficie target è modellata con TARGE169 o TARGE170 (rispettivamente per 2-D e 3-D) mentre la superficie di contatto è modellata con elementi CONTA172 o CONTA174.

Per creare una coppia di contatti, è necessario assegnare lo stesso numero costante reale sia all'elemento di destinazione che a quello di contatto.

Questa tipologia di contato è particolarmente adatta per applicazioni come contatti di montaggio con interferenza o contatti di ingresso, forgiatura e problemi di imbutitura profonda. Gli elementi di contatto superficie-superficie presentano diversi vantaggi rispetto all'elemento nodo-nodo o nodo-superficie CONTA175. Questi elementi:

- Supportano elementi di ordine inferiore e superiore sulle superfici di contatto e di destinazione (in altre parole, elementi con nodi d'angolo o con nodi intermedi)
- Forniscono risultati di contatto più accurati per scopi di ingegneria tipici, come ad esempio grafici del contorno delle sollecitazioni di attrito e pressione normale
- Non hanno restrizioni sulla forma della superficie di destinazione: le discontinuità superficiali possono essere fisiche o dovute alla discretizzazione della mesh
- > Consentono la modellazione dei carichi di penetrazione della pressione del fluido

Utilizzando questi elementi per una superficie di destinazione rigida, è possibile modellare superfici diritte e curve in 2D e 3D.

Gli elementi di contatto superficie-superficie non sono adatti per applicazioni di contatto puntopunto, punto-superficie, bordo-superficie o linea-linea 3D, come tubi a frusta o snap- montare gli assemblaggi.

Questi elementi supportano solo analisi statiche e transitorie generali, analisi di instabilità, analisi armoniche, modali o di spettro o analisi della sottostruttura.



Figura 29 Geometria elemento CONTA172



Figura 30 Geometria elemento CONTA174

#### 3.1.5. Contatto tra linea e linea 3D e contatto tra linea e superficie

L'elemento della linea di contatto, CONTA177, è tipicamente utilizzato per modellare il contatto trave-trave 3-D o un tubo che scorre all'interno di un altro tubo.

CONTA177 può essere fissato a elementi di travi o tubi 3D e supporta elementi di ordine inferiore e superiore sulla superficie di contatto. La superficie target è modellata con segmenti di linea 3D (linea retta TARGE170 o elementi di linea parabolici). Questo elemento supporta applicazioni di grande scorrimento e grande spostamento.

L'elemento della linea di contatto, CONTA177, può anche essere utilizzato per modellare un bordo di shell a contatto con elementi solidi o shell. Può anche essere utilizzato per modellare il contatto 3D da bordo a bordo.



Figura 31 Geometria elemento CONTA177

### 3.2. Problema del comportamento elastoplastico del materiale

Nella simulazione che si andrà ad affrontare il comportamento del materiale, quindi la curva sigma-epsilon, avrà un notevole impatto. Non essendo un modello che lavora esclusivamente in campo elastico, e dovendo ricercare una curva che comprenda anche un tratto di ritorno elastico dopo una grande deformazione plastica, sarà necessario includere il comportamento non lineare del materiale. Per fare ciò, in Ansys, è necessario utilizzare il comando **TB**.



Figura 32 Curva non lineare del materiale

Il comportamento non lineare di un materiale entra in gioco quando viene superato il carico di snervamento e si entra in campo plastico. Come è possibile vedere dalla *Figura 32*, quando si entra in plasticità e si rimuove il carico, lo scarico recupera la parte elastica della deformazione totale, e se il carico viene completamente rimosso, nel materiale rimane una deformazione permanente dovuta alla deformazione plastica. L'evoluzione della deformazione plastica dipende dalla storia del carico come temperatura, sollecitazione e velocità di deformazione, nonché da variabili interne come resistenza allo snervamento, sollecitazione all'indietro e danni.

Per simulare il comportamento del materiale elasto-plastico vengono forniti diversi modelli costitutivi della plasticità. I modelli vanno dal semplice al complesso. La scelta del modello costitutivo dipende generalmente dai dati sperimentali disponibili per adattare le costanti del materiale.

I modelli costitutivi per il comportamento elasto-plastico iniziano con una scomposizione della deformazione totale in parti elastiche e plastiche e per ciascuna vengono utilizzati modelli costitutivi separati. Le caratteristiche essenziali dei modelli costitutivi plastici sono:

- Il criterio di snervamento che definisce lo stato del materiale al passaggio dal comportamento elastico a quello elasto-plastico.
- La regola di flusso che determina l'incremento della deformazione plastica dall'incremento del carico.
- La regola di incrudimento che dà l'evoluzione del criterio di snervamento durante la deformazione plastica.

I modelli costitutivi di plasticità sono applicabili sia nelle analisi a piccola deformazione che a grande deformazione. Per piccole deformazioni, la formulazione utilizza sollecitazioni e deformazioni ingegneristiche. Per grandi deformazioni (*NLGEOM, ON*), i modelli costitutivi sono formulati con lo sforzo di Cauchy e la deformazione logaritmica.

#### 3.2.1. Criterio di snervamento

Il criterio di snervamento è una funzione scalare delle sollecitazioni e delle variabili interne ed è dato dalla funzione generale:

$$f(\sigma, \xi) = 0$$

Dove  $\xi$  rappresenta un insieme di variabili interne scalari e tensoriali dipendenti dalla storia. Questa equazione è una funzione generale che rappresenta la forma specifica del criterio di snervamento per ciascuno dei modelli di plasticità. La funzione è una superficie nello spazio delle sollecitazioni, un esempio è riportato nella *Figura 33*.



Figura 33 Superficie di snervamento nello spazio delle sollecitazione principali

Gli stati di sollecitazione all'interno della superficie di snervamento sono dati da e determinano una deformazione elastica. Il materiale cede quando lo stato di sollecitazione raggiunge la superficie di snervamento e un ulteriore carico provoca una deformazione plastica. Le sollecitazioni al di fuori della superficie di snervamento non esistono e la deformazione plastica e la forma della superficie di snervamento evolvono per mantenere le sollecitazioni sia all'interno che sulla superficie di snervamento.

#### 3.2.2. Regola del flusso

L'evoluzione della deformazione plastica è determinata dalla regola del flusso:

$$d\varepsilon^{pl} = d\lambda \frac{\partial Q}{\partial \sigma}$$

Dove  $d\lambda$  è la grandezza dell'incremento di deformazione plastica e Q è il potenziale plastico.

Quando il potenziale plastico è la superficie di snervamento dell'equazione del paragrafo precedente, l'incremento di deformazione plastica è normale alla superficie di snervamento e il modello ha una regola di flusso associata, come mostrato nella *Figura 34*:



Figura 34 Regola del flusso di deformazione plastica

Queste regole di flusso vengono generalmente utilizzate per modellare i metalli e fornire un incremento della deformazione plastica proporzionale all'incremento della sollecitazione. Se il potenziale plastico non è proporzionale alla superficie di snervamento, il modello ha una regola di flusso non associata, tipicamente utilizzata per modellare terreni e materiali granulari che si deformano plasticamente a causa dello scorrimento per attrito interno. Per le regole di flusso non associate, l'incremento della deformazione plastica non è nella stessa direzione dell'incremento della sollecitazione. Le regole di flusso non associate determinano un tensore di rigidità del materiale asimmetrico. L'analisi asimmetrica può essere impostata tramite il comando *NROPT*. Per un potenziale plastico simile alla superficie di snervamento, la direzione della deformazione plastica non è significativamente diversa dalla normale alla superficie di snervamento e il grado di asimmetria nella rigidità del materiale è piccolo. In questo caso, può essere utilizzata un'analisi simmetrica e verrà formato un tensore di rigidità del materiale simmetrica e in modo significativo la convergenza della soluzione.

#### 3.2.3. Regola dell'incrudimento

Il criterio di resa per molti materiali dipende dalla storia del carico e dall'evoluzione della deformazione plastica. La modifica del criterio di snervamento dovuta al carico è chiamata tempra ed è definita dalla regola di tempra. Il comportamento di incrudimento determina un aumento della sollecitazione di snervamento in seguito a un ulteriore carico da uno stato sulla superficie di snervamento in modo tale che per un materiale che si deforma plasticamente, un aumento della sollecitazione è accompagnato da un aumento della deformazione plastica.

Due tipi comuni di regole di incrudimento sono l'incrudimento isotropo e cinematico. Per l'incrudimento isotropo, la superficie di snervamento ha la forma seguente:

$$F(\sigma) - \sigma_{\nu}(\xi) = 0$$

Dove  $F(\sigma)$  è una funzione scalare della sollecitazione e  $\sigma_y(\xi)$  è la sollecitazione di snervamento.

Il caricamento della zona plastica da  $\sigma(t_1)$  a  $\sigma(t_2)$  aumenta il carico di snervamento e determina un aumento uniforme delle dimensioni della superficie di snervamento, come mostrato nella *Figura 35*.



Figura 35 Superficie di snervamento per incrudimento isotropico

Questo tipo di incrudimento può modellare il comportamento dei materiali sotto carico monotono e scarico elastico, ma spesso non dà buoni risultati per strutture che subiscono deformazioni plastiche dopo un'inversione di carico da uno stato plastico.

Per l'incrudimento cinematico, la superficie di snervamento ha la forma:

$$f(\sigma - \alpha, \xi) = 0$$

Dove  $\alpha$  è il tensore di backstress.

Come mostrato nella *Figura 36*, il tensore della tensione di ritorno è il centro (o l'origine) della superficie di snervamento e il caricamento plastico da  $\sigma(t_1)$  a  $\sigma(t_2)$  determina una variazione della tensione di ritorno e quindi uno spostamento della superficie di snervamento.



*Figura 36 Superficie di snervamento per incrudimento cinematico* 

L'incrudimento cinematico si osserva nel caricamento ciclico dei metalli. Può essere utilizzato per modellare comportamenti come l'effetto Bauschinger, in cui la resistenza allo snervamento per compressione si riduce in risposta allo snervamento per trazione.

Molti materiali mostrano un comportamento di incrudimento sia isotropo che cinematico e queste regole di incrudimento possono essere utilizzate insieme per fornire il modello di incrudimento combinato. Altri comportamenti di incrudimento includono cambiamenti nella forma della superficie di snervamento in cui la regola di incrudimento influisce solo su una regione locale della superficie di snervamento e comportamento di rammollimento in cui il carico di snervamento diminuisce con il carico di plastica.

# 4. Descrizione modello Ansys APDL

Per la realizzazione dell'analisi ad elementi finiti è stato utilizzato il programma Ansys Mechanical APDL, scrivendo i vari codici in formato .txt, per rendili più facilmente gestibili.

Come primo passo per la realizzazione del modello, si è partiti dalla geometria 3D della guarnizione di interesse, importandola in formato PARASOLID; il file CAD è stato fornito dall'azienda, ed è quello definito che viene concordato con il cliente. Per ricreare al meglio la prova sperimentale, siccome lo schiacciamento della guarnizione avviene tra le due piastre della pressa, è stato necessario ricreare due superfici tridimensionali che le simulassero: per fare ciò sono state create due basi di forma rettangolare, spesse 50 mm, e con una rigidezza due volte superiore a quella del materiale delle guarnizioni. I due piatti sono stati creati in seguito all'importazione della matematica 3D, adattando le dimensioni in modo da comprendere tutto l'ingombro massimo della base inferiore della guarnizione, senza però eccedere troppo per ridurre al minimo il numero di elementi utilizzati per la successiva realizzazione della mesh, cercando di non appesantire eccessivamente il codice.

Altro aspetto che necessita di un ulteriore approfondimento è la scelta della rigidezza. Le due piastre della macchina sono elementi molto spesi, di cui una collegata direttamente al pistone idraulico, quella inferiore, mentre l'altro è fissato alla traversa superiore, quella superiore: tutto ciò fa sì che siano componenti molto rigidi e difficilmente deformabili, se non si superano i carichi massimi per cui è stata progettata la macchina. Nella simulazione per portare al minimo la deformazione di esse si possono seguire tre vie

- Aumentare di molto lo spessore
- Aumentare la rigidezza
- > Creare due superfici infinitamente rigide

La prima possibilità è di facile realizzazione, e forse la più intuitiva, ma possiede un grande svantaggio intrinseco: si vanno a genera molti elementi e nodi in più per il calcolo, rallentandolo, senza che un vero e proprio interesse dei risultati che riguardino quest'ultimi.

La terza possibilità è un'ottima alternativa ma in alcune simulazioni può capitare che la rigidezza infinita generi degli errori di calcolo; altra problematica è che su di una superficie infinitamente rigida Ansys non consente di applicare né una forza né una pressione, l'unico modo per rendere la simulazione realizzabile era quella di sfruttare lo spostamento imposto e inseguito ricavare la forza applicata sfruttando le reazioni vincolari del vincolo posto alla base.

La seconda possibilità, quella prescelta, non appesantisce il calcolo, in quanto non si vengono a creare nodi ed elementi superflui, consente di realizzare il calcolo in modo simile alla prova sperimentale partendo dall'applicazione di un carico e di conseguenza si ricava lo spostamento, e non crea errori di calcolo, a meno che non si imposti un valore eccessivamente elevato.

Scelto il metodo di simulazione per la rigidezza quasi infinita delle piastre, è necessario ricrearle nel modello. Come prima cosa sono stati creati otto keypoint per ogni piastra, punti fittizi utili

per disegnare nuove geometrie, il comando utilizzato è **K** seguito dal numero del punto da creare e dalle coordinate in cui lo si vuole posizionare (x, y, z).

```
! piastra inferiore
k,200,-0.025,-0.04,-0.0001
k,201,-0.025,0.04,-0.0001
k,202,0.025,-0.04,-0.0001
k,203,0.025,0.04,-0.0001
k,204,-0.025,-0.04,-0.0051
k,205,-0.025,0.04,-0.0051
k,206,0.025,-0.04,-0.0051
k,207,0.025,0.04,-0.0051
! piastra superiore
k,208,-0.025,-0.027,0.0004
k,209,-0.025,0.027,0.0004
k,210,0.025,-0.027,0.0004
k,211,0.025,0.027,0.0004
k,212,-0.025,-0.027,0.0054
k,213,-0.025,0.027,0.0054
k,214,0.025,-0.027,0.0054
k,215,0.025,0.027,0.0054
```

Estratto 1 Creazione keypoints delle due piastre

In seguito, partendo dagli otto punti creati è stato generato un volume con l'ausilio del comando *V*, elencando in modo consecutivo ed ordinato i vari punti.



Estratto 2 Creazione dei volumi

Altro aspetto è l'applicazione del carico. Per fare ciò si è optato per l'utilizzo di una pressione uniforme sulla piastra superiore. Siccome i risultati sperimentali hanno come valori di riferimento delle forze in kN, per ottenere il valore di pressione da applicare si è partiti dal valore di una forza, dividendola successivamente per l'area della faccia superiore della piastra di nostro interesse.

```
! pressione su piastra
forza=1000
area=0.0027
pressione=forza/area
asel,s,loc,z,0.0054
sfa,all,1,pres,pressione
```

Estratto 3 Applicazione della forza
Come è possibile vedere dall'*Estratto 3,* sono stati utilizzati due comandi: **ASEL** e **SFA**. **ASEL** è necessario per selezionare l'area in cui applicare la pressione, la faccia superiore della piastra superiore. Il comando può essere seguito da sette campi, **ASEL**, *x*<sub>1</sub>, *x*<sub>2</sub>, *x*<sub>3</sub>, *x*<sub>4</sub>, *x*<sub>5</sub>, *x*<sub>6</sub>, *x*<sub>7</sub>. Dove:

- >  $x_1$  identifica il tipo di selezione:
  - S → Seleziona un nuovo set
  - R → Riseleziona un set dal set corrente
  - A → Aggiunge al set preselezionato
  - U → Rimuove dal set preselezionato
  - ALL → Ripristina il set completo
  - NONE → Deseleziona il set completo
  - INVE → Inverti il set corrente (selezionato diventa non selezionato e viceversa)
  - STAT → Visualizza lo stato di selezione corrente

Gli ulteriori campi vengono utilizzati solo con x<sub>1</sub>= S, R, A o U:

- x<sub>2</sub> sono i dati identificativi dell'etichetta. Se x<sub>2</sub>= PICK (o semplicemente "P"), il picking grafico è abilitato e tutti i campi di comando rimanenti vengono ignorati
- ➤ x<sub>3</sub> è il componente dell'articolo
- x<sub>4</sub> è il valore minimo della gamma di articoli. Gli intervalli sono numeri di area, valori di coordinate, numeri di attributi, ecc., a seconda dell'elemento
- x₅ è il valore massimo della gamma di articoli
- x<sub>6</sub> è l'incremento del valore all'interno dell'intervallo. Utilizzato solo con intervalli interi (come per i numeri di area). Il valore predefinito è 1
- > x<sub>7</sub> Specifica se devono essere selezionate solo le aree:
  - $\circ$  0  $\rightarrow$  Seleziona solo aree
  - 1 → Seleziona le aree, nonché i punti chiave, le linee, i nodi e gli elementi associati alle aree selezionate. Valido solo con x₁= S

**SFA** invece è il comando vero e proprio per applicare la pressione. La "A" di **SFA** sta per Area, quindi viene applicata una pressione su un'area selezionata in precedenza. **SFA** è seguito da cinque campi, **SFA**, **x**<sub>1</sub>, **x**<sub>2</sub>, **x**<sub>3</sub>, **x**<sub>4</sub>, **x**<sub>5</sub>.

Dove:

- x1 indica l'area su cui si vuole applicare la pressione, può essere il numero identificativo dell'area, oppure ALL per comprendere tutte le aree di una precedente selezione
- x<sub>2</sub> indica la Load Key, di default è pari a 1
- >  $x_3$  indica la tipologia di carico da applicare:
  - Strutturale
- ➔ PRES

→ MXWF

- o **Termico**
- → CONV, HFLUX, RAD, RDSF
- o Acustico
- → FSI, IMPD, SHLD, MXWF, FREE, INF, PORT, ATTN, BLI
- Magnetico

- o Elettrico
- → CHRGS, MXWF
- Elemento infinito → INF
- x4 indica il valore del carico superficiale da applicare
- x5 indica il secondo valore del carico da applicare (se presente)

Inoltre, per semplificare il calcolo, renderlo più rapido ed evitare di non raggiungere la convergenza, il carico è stato fornito a step: si aumenta via via il valore della pressione fino ad arrivare al valore massimo che si vuole raggiungere, senza applicarlo tutto in una volta sola. Per fare ciò è necessario ripetere per ogni blocco di carico i vari parametri di impostazione del solutore ed il carico seguito da *LSWRITE*,  $x_1$ , dove  $x_1$  indica il numero del blocco di carico, esso sarà via via crescente.

```
! Imposto il primo blocco di carico
KBC,0
nlgeom, on
autots, on
NROPT, FULL, , OFF
PRED, LINEAR, , ON
LNSRCH, AUTO
outres, all, all
NLDIAG, CONT, ITER
ALLSEL
forza=1000
pressione=forza/area
asel, s, loc, z, 0.0054
sfa,all,1,pres,pressione
LSWRITE, 1
! Imposto il secondo blocco di carico
KBC,0
nlgeom, on
autots, on
NROPT, FULL, , OFF
PRED, LINEAR, , ON
LNSRCH, AUTO
outres, all, all
NLDIAG, CONT, ITER
ALLSEL
forza=1500
pressione=forza/area
asel, s, loc, z, 0.0054
sfa,all,1,pres,pressione
nall
LSWRITE,2
```

Estratto 4 Creazione dei blocchi di carico

## 4.1. Tipologia di elementi utilizzati

Per la realizzazione del modello sono state utilizzate principalmente due tipologie di elementi: *SOLID92*, per le piastre, e *SOLID187*, per la guarnizione.

## 4.1.1. Elemento SOLID92

SOLID92 ha un comportamento di spostamento quadratico ed è adatto per modellare mesh irregolari (come quelle prodotte da vari sistemi CAD/CAM).

L'elemento è definito da dieci nodi aventi tre gradi di libertà in ogni nodo: traslazioni nelle direzioni nodali x, y, z. L'elemento ha anche plasticità, scorrimento, rigonfiamento, irrigidimento delle sollecitazioni, grande deflessione e grandi capacità di deformazione.



Figura 37 Geometria elemento SOLID92

Oltre ai nodi, i dati di input dell'elemento includono le proprietà del materiale ortotropo. Le direzioni del materiale ortotropico corrispondono alle direzioni delle coordinate dell'elemento. Le pressioni possono essere immesse come carichi superficiali sulle facce dell'elemento come mostrato dai numeri cerchiati nella *Figura 37*. Le pressioni positive agiscono nell'elemento. Temperature e fluenze possono essere immesse come carichi del corpo dell'elemento ai nodi.

Per quanto riguarda il discorso temperatura, la temperatura del nodo 1 T(1) è predefinita su **TUNIF**. Se tutte le altre temperature non sono specificate, per impostazione predefinita sono T(1). Se vengono specificate tutte le temperature dei nodi d'angolo, ogni temperatura del nodo centrale assume come impostazione predefinita la temperatura media dei nodi d'angolo adiacenti. Per qualsiasi altro modello di temperatura in ingresso, le temperature non specificate vengono impostate per default su **TUNIF**. Di default simili si verificano per la fluenza, tranne per il fatto che viene utilizzato zero invece di **TUNIF**.

Altro aspetto da non sottovalutare è il fatto che non sia possibile impostare le condizioni di stato iniziali utilizzando questo elemento.

Gli effetti della rigidità del carico di pressione sono inclusi automaticamente nell'instabilità lineare agli autovalori. Se è necessaria una matrice asimmetrica per gli effetti della rigidità del carico di pressione, utilizzare **NROPT, UNSYM**.

Come tutti gli elementi SOLID non è possibile inserire alcuna costante reale.

Come nel modello realizzato è invece necessario inserire i dati del materiale, in questo caso modulo elastico e modulo di Poisson.

```
! piastre
MP,EX,2,4e+11
MP,NUXY,2,0.3
et,4,solid92
type,4
mat,2
esize,0.01
vmesh,2
vmesh,3
```

Estratto 5 Creazione elemento SOLID92 e mesh

L'output della soluzione associato all'elemento è in due forme:

- > Spostamenti nodali inclusi nella soluzione nodale complessiva
- Output dell'elemento aggiuntivo

Le direzioni di sollecitazione dell'elemento sono parallele al sistema di coordinate dell'elemento. Gli output della sollecitazione superficiale sono nel sistema di coordinate della superficie e sono disponibili per qualsiasi faccia. Gli altri sistemi di coordinate della superficie seguono orientamenti simili come indicato dalla descrizione del nodo della faccia di pressione. Alcuni limiti nell'utilizzo di tale tipologia di elemento:

- L'elemento non deve avere un volume zero
- Un bordo con un nodo centrale rimosso implica che lo spostamento varia linearmente, piuttosto che parabolicamente, lungo quel bordo.
- Consente di avere proprietà di materiale elastico multilineare, mentre in campo plastico accetta esclusivamente una curva di incrudimento isotropico bilineare

L'ultimo aspetto sopra riportato è un grande limite per la simulazione che si dovrà affrontare; infatti, non è per nulla accettabile per la raffinatezza richiesta dei risultati contemplare una curva sforzo-deformazione bilineare. Per questo motivo l'elemento SOLID92 è stato esclusivamente utilizzato per la modellazione delle piastre, la cui curva sigma-epsilon non ha alcuna rilevanza, mentre per la guarnizione è stato necessario ricorrere ad un'altra tipologia.

#### 4.1.2. Elemento SOLID187

L' elemento SOLID187 è un elemento 3-D a dieci nodi di alto livello. L'elemento ha un comportamento di spostamento quadratico ed è adatto alla modellazione di mesh irregolari (come quelle prodotte da vari sistemi CAD/CAM).

L'elemento è definito da dieci nodi aventi tre gradi di libertà in ogni nodo: traslazioni nelle direzioni nodali x, y e z. L'elemento ha plasticità, iperelasticità, scorrimento, irrigidimento delle sollecitazioni, grande deflessione e grandi capacità di deformazione. Ha anche capacità di formulazione mista per simulare deformazioni di materiali elastoplastici quasi incomprimibili e materiali iperelastici completamente incomprimibili.



Figura 38 Geometria elemento SOLID187

Le funzioni di forma che rappresentano tale elemento sono le seguenti:

$$u = u_{I}(2L_{1} - 1)L_{1} + u_{J}(2L_{2} - 1)L_{2} + u_{K}(2L_{3} - 1)L_{3} + u_{L}(2L_{4} - 1)L_{4} + 4u_{M}L_{1}L_{2} + 4u_{N}L_{2}L_{3} + 4u_{O}L_{1}L_{3} + 4u_{P}L_{1}L_{4} + 4u_{O}L_{2}L_{4} + 4u_{R}L_{3}L_{4}$$

$$v = v_I(2L_1 - 1)L_1 + v_J(2L_2 - 1)L_2 + v_K(2L_3 - 1)L_3 + v_L(2L_4 - 1)L_4 + 4v_ML_1L_2 + 4v_NL_2L_3 + 4v_0L_1L_3 + 4v_PL_1L_4 + 4v_0L_2L_4 + 4v_RL_3L_4$$

$$w = w_{I}(2L_{1} - 1)L_{1} + w_{J}(2L_{2} - 1)L_{2} + w_{K}(2L_{3} - 1)L_{3} + w_{L}(2L_{4} - 1)L_{4} + 4w_{M}L_{1}L_{2} + 4w_{N}L_{2}L_{3} + 4w_{0}L_{1}L_{3} + 4w_{P}L_{1}L_{4} + 4w_{0}L_{2}L_{4} + 4w_{R}L_{3}L_{4}$$

Oltre ai nodi, i dati di input dell'elemento includono le proprietà del materiale ortotropico o anisotropo. Le direzioni del materiale ortotropico e anisotropo corrispondono alle direzioni delle coordinate dell'elemento. L'orientamento del sistema di coordinate dell'elemento è come mostrato in *Figura 38*.

Le pressioni possono essere immesse come carichi superficiali sulle facce dell'elemento come mostrato in *Figura 38*. Le pressioni positive agiscono nell'elemento. Le temperature possono essere immesse come carichi del corpo dell'elemento ai nodi. La temperatura del nodo I T(I) è predefinita su *TUNIF*. Se tutte le altre temperature non sono specificate, il valore predefinito è T(I). Se vengono specificate tutte le temperature dei nodi d'angolo, ogni temperatura del nodo centrale assume per impostazione predefinita la temperatura media dei nodi d'angolo adiacenti.

Per qualsiasi altro modello di temperatura in ingresso, le temperature non specificate vengono impostate per default su **TUNIF**.

È possibile utilizzare **ESYS** per orientare le proprietà del materiale e l'output di deformazione/sollecitazione. Si può invece utilizzare **RSYS** per scegliere l'output che segue il sistema di coordinate del materiale o il sistema di coordinate globale.

Per questa tipologia di essere modificati alcuni parametri di calcolo agendo sulle KEYOPTION:

- **KEYOPT(6)** gestisce la formulazione dell'elemento:
  - $\circ$  0  $\rightarrow$  Usa formulazione di spostamento puro
  - 1 → Usa formulazione mista, la pressione idrostatica è costante in un elemento
  - 2 → Usa formulazione mista, la pressione idrostatica è interpolata linearmente in un elemento
- **KEYOPT(15)** gestisce la condizione di assorbimento della PML:
  - 0 → Non include la condizione di assorbimento della PML
  - 1 → Include la condizione di assorbimento della PML
- **KEYOPT(16)** controlla l'analisi allo stato stazionario:
  - 0 → Analisi allo stato stazionario disabilitata
  - 1 → Abilita l'analisi dello stato stazionario
- **KEYOPT(17)** controlla l'output delle superfici extra:
  - 0 → Soluzione elemento di base
  - 1 → Soluzione di superficie per facce con pressione diversa da zero

Per la simulazione in esame tutte le KEYOPTION sono state poste a pari a 0.

```
! guarnizione
MP,EX,1,2.1e+11
MP,NUXY,1,0.3
et,1,solid187
type,1
mat,1
esize,0.0015
vmesh,1
```

Estratto 6 Creazione elemento SOLID187 e mesh

È possibile applicare uno stato di sollecitazione iniziale a questo elemento utilizzando il comando *INISTATE.* 

Gli effetti della rigidità del carico di pressione sono inclusi automaticamente per questo elemento. Se è necessaria una matrice asimmetrica per gli effetti della rigidità del carico di pressione è necessario utilizzare **NROPT, UNSYM**.

Come per l'elemento descritto in precedenza 'output della soluzione associato all'elemento può essere in due forme:

- > Spostamenti nodali inclusi nella soluzione nodale complessiva
- Output dell'elemento aggiuntivo

Le direzioni di sollecitazione dell'elemento sono parallele al sistema di coordinate dell'elemento, come è possibile vedere nella Figura 39.



Figura 39 Direzioni sollecitazioni principali

Tale elemento presenta alcune peculiarità a cui prestare attenzione durante il suo utilizzo:

- L'elemento non deve avere un volume zero
- Gli elementi possono essere numerati come mostrato in Figura 38 o possono avere un nodo L al di sotto del piano I, J, K (tranne quando KEYOPT(16) = 1)
- Per un'analisi allo stato stazionario (KEYOPT(16) = 1), gli elementi devono essere numerati come mostrato in Figura 38
- Un bordo con un nodo centrale rimosso implica che lo spostamento varia linearmente, piuttosto che parabolicamente, lungo quel bordo
- Quando viene utilizzata la formulazione mista (KEYOPT(6) = 1 o 2), non è raccomandato alcun drop-off del nodo centrale
- Se si utilizza la formulazione mista (KEYOPT(6) = 1 o 2), l'autosolver smorzato non è supportato; è necessario utilizzare il risolutore sparse
- L'irrigidimento delle sollecitazioni è sempre incluso nelle analisi geometricamente non lineari (*NLGEOM,ON*). Gli effetti di precompressione possono essere attivati dal comando *PSTRES*

Per la modellazione della guarnizione è stato utilizzato questa tipologia di elemento inquanto supporta un comportamento di incrudimento isotropico multilineare. Per inserire la curva del materiale è stato necessario utilizzare il comando *TB*. Questo comando permette di inserire numerosissime proprietà dell'elemento, tra cui proprio il classico comportamento elastoplastico del materiale. La sintassi di tale funzione è *TB*, *x*<sub>1</sub>, *x*<sub>2</sub>, *x*<sub>3</sub>, *x*<sub>4</sub>, *x*<sub>5</sub>.

Dove:

- x<sub>1</sub> consente la scelta della proprietà da inserire, è possibile scegliere tra tantissime possibilità; le più rilevanti sono:
  - BISO → Incrudimento isotropico bilineare
  - *BKIN* → Incrudimento cinematico bilineare

- ANEL → Elasticità anisotropa
- ELASTIC → Elasticità
- GASKET → Comportamento gasket
- MELAS → Elasticità multilineare
- PLASTIC → Plasticità non lineare
- RATE → Visco plasticità
- > x<sub>2</sub> indica il numero del materiale a cui si vuole inserire tale proprietà
- x₃ indica la temperatura a cui valgono le proprietà inserite
- x<sub>4</sub> è valido solo per alcune proprietà e indica il numero di dati puntuali che verranno inseriti per far interpretare in modo corretto il comportamento desiderato
- x<sub>5</sub> è un campo che varia a seconda della proprietà scelta

Per il modello della guarnizione da realizzare  $x_1$  è stato impostato pari a *PLASTIC*, mentre  $x_5$  è pari a *MISO*, incrudimento isotropico multilineare.

Per inserire i punti della curva sigma-epsilon, dopo aver attivato il comportamento plastico non lineare del materiale è necessario utilizzare il comando **TBPT**, seguito da tre parametri **TBPT**,  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ . Dove:

- x<sub>1</sub> è un campo da lasciare vuoto in quanto non di nostro interesse
- > x<sub>2</sub> indica la deformazione epsilon
- > x₃ indica la tensione sigma, espressa in unità di misura coerente con gli altri dati

```
! caratteristica elastoplastica materiale
tb, plastic, 1, 1, 14, miso
tbpt,,.001,193e6
tbpt,,.002,386e6
tbpt,,.003,579e6
tbpt,,.004,772e6
tbpt,,.005,970e6
tbpt,,.01,1050e6
tbpt,,.025,1110e6
tbpt,,.060,1180e6
tbpt,,.100,1210e6
tbpt,,.150,1240e6
tbpt,,.200,1275e6
tbpt,,.230,1282e6
tbpt,,.300,1296e6
tbpt,,.400,1311e6
```

Estratto 7 Attivazione proprietà del materiale e inserimento dei punti

## 4.2. Introduzione al contatto

Come descritto in precedenza il contatto risulta essere uno degli aspetti cardine della simulazione. Per gestirlo, Ansys necessita dell'impostazione di numerosi parametri e un'inaccurata scelta può comportare gravi errori di calcolo o addirittura la non convergenza del risultato.

Per controllare il contatto si ricorre all'utilizzo delle real constant e delle keyoptions, tramite queste due proprietà si possono modificare aspetti come l'algoritmo di calcolo, tipologia di contatto, rigidezza di contatto.

## 4.2.1. Algoritmi di contatto

Esistono principalmente quattro algoritmi di contatto tra cui scegliere:

#### > Pure Penalty

Quando due superfici entrano in contatto si genera una forza normale che si oppone alla compenetrazione; in particolare, più è alto il valore della rigidezza, minore sarà la compenetrazione tra le due superfici. In pratica il contatto tra le due superfici è gestito come se tra essi fosse posta una molla, di rigidezza k.



Figura 40 Contatto Pure Penalty

#### > Normal Lagrange

Aggiunge un ulteriore grado di libertà, la pressione di contatto, per soddisfare la compatibilità di contatto. La forza di contatto non viene risolta come rigidezza di contatto e compenetrazione, bensì esplicitamente come grado di liberà (DOF), aggiuntivo. Questo fa sì che venga imposta una penetrazione nulla o quasi-nulla. In questo caso non è necessario impostare una rigidezza di contatto normale.

 $F_n = k_{cont} \cdot x_p$ 



 $F_n = DOF$ 

Figura 41 Contatto Normal Lagrange

#### Augmented Lagrange

Questa formulazione è una via di mezzo tra le due citate in precedenza. Essa segue principalmente la formula:

$$F_n = x_p \cdot k_{cont} + \lambda$$

A causa della presenza di  $\lambda$  la forza normale è meno sensibile alla rigidezza di contatto. Questa formulazione è quella utilizzata di default dal programma quando non viene selezionato nulla.

#### > MPC

Questo approccio è fondato sulla costruzione di equazioni di vincolo interne basate sulla cinematica del contatto. È possibile utilizzare questo metodo per modellare assiemi di contatto e vincoli basati sulla superficie come: assemblaggio solido-solido, le superfici di contatto e di destinazione si incollano sulle facce dell'elemento solido; assieme shell-shell, sia le superfici di contatto che quelle di destinazione si incollano sulle facce degli elementi shell; assieme shell-solido, la superficie di contatto si incolla sulle facce dell'elemento shell e le superfici di destinazione si incollano sulle facce dell'elemento solido.

MPC può superare gli inconvenienti dei tradizionali algoritmi di contatto e di altri strumenti di vincolo multipunto, per esempio: i gradi di libertà dei nodi della superficie di contatto vengono eliminati, riducendo la dimensione del fronte d'onda del risolutore di equazioni del sistema; oppure non è richiesta rigidità di contatto come input. Per un piccolo problema di deformazione, questo rappresenta un vero comportamento di contatto lineare; non sono necessarie iterazioni per risolvere il sistema di equazioni. Per grandi problemi di deformazione, le equazioni MPC vengono aggiornate durante ogni iterazione, superando la restrizione di piccola deformazione nelle equazioni di vincolo convenzionali.

Per il modello realizzato è stato utilizzato il metodo Augmented Lagrange.

## 4.2.2. Tipologie di contatto

Ansys gestisce principalmente cinque tipologie di contatto:

## > Bonded

Contatto lineare in cui non è permesso alcun movimento tra le due superfici, né scorrimento né separazione.

## > No separation

Contatto lineare in cui è permesso solo lo scorrimento tra le due superfici ma non la separazione tra esse.

## > Frictionless

Contatto non lineare, in cui è permessa sia la separazione che lo scorrimento delle due superfici, ma non è presente attrito tra di esse.

## > Frictional

Contatto non lineare, in cui è permessa sia la separazione che lo scorrimento delle due superfici ed è presente anche l'attrito tra di esse. Sostanzialmente è il modello di contatto che più si avvicina alla realtà. Il coefficiente d'attrito è impostabile dall'utente utilizzando il comando **TB**.

## Rough

Contatto non lineare, in cui l'attrito tende ad infinito, per cui è permessa la sola separazione tra le due superfici e non lo scorrimento.

Per il modello è stata utilizzata principalmente la tipologia di contatto frictionless, ma con alcune eccezioni che verranno analizzate nel dettaglio in seguito.

## 4.2.3. Contatto simmetrico e asimmetrico

Questo parametro controlla la configurazione delle superfici di contatto e nello specifico la distribuzione degli elementi CONTA e TARGE su di esse.

Esistono due possibili diverse configurazioni:

## Contatto simmetrico

Le superfici CONTA non possono penetrare all'interno delle surgici TARGE e viceversa. Per fare ciò il programma dispone elementi contact e target su entrambe le superfici di contatto.



Figura 42 Contatto simmetrico

## Contatto asimmetrico

Le superfici CONTA non possono penetrale all'interno delle superfici TARGE, ma le superfici TARGE possono penetrare nelle superfici CONTA. A differenza della configurazione precedente il programma non agisce in nessun modo e rispetta la distribuzione di elementi contact e target effettuata dell'utente.



Figura 43 Contatto asimmetrico

Aspetto da tenere molto sotto controllo nel caso di scelta di contatto asimmetrico è la meshatura delle superfici. Infatti, siccome solo i nodi del contact non possono compenetrare nella superficie target, nel caso in cui la meshatura degli elementi CONTA sia troppo poco fitta, rispetto a quelli TARGE, il programma non è in grado di rilevare il contatto tra le due superfici ed avviene compenetrazione, come è possibile vedere nella *Figura 44*.



Figura 44 Confronto tra differenti meshature

# 4.3. Elementi di contatto

Per la realizzazione del modello sono stati utilizzati principalmente due differenti tipologie di elementi: CONTA174 e TARGE170.

## 4.3.1. Elemento CONTA174

CONTA174 viene utilizzato per rappresentare il contatto e lo scorrimento tra superfici target 3D e una superficie deformabile definita da questo elemento. L'elemento è applicabile alle analisi di contatto strutturale e accoppiato 3-D. Può essere utilizzato sia per il contatto basato su coppia che per il contatto generale. L'elemento ha le stesse caratteristiche geometriche della faccia dell'elemento solido o guscio con cui è connesso. Il contatto si verifica quando la superficie dell'elemento penetra in una superficie target associata.

Esso è definito da otto nodi (se l'elemento solido o shell sottostante ha nodi intermedi). Può degenerare in un elemento a sei nodi a seconda della forma degli elementi solidi o shell sottostanti. Se gli elementi solidi o shell sottostanti non hanno nodi intermedi, si può comunque utilizzare CONTA174 ma i nodi intermedi verranno eliminati.

L'ordinamento dei nodi è coerente con l'ordinamento dei nodi per l'elemento solido o shell sottostante. La normale positiva è data dalla regola della mano destra che gira intorno ai nodi dell'elemento ed è identica alla direzione normale esterna della superficie dell'elemento solido o shell sottostante. Per gli elementi shell, lo stesso ordinamento nodale tra shell ed elementi di contatto definisce il contatto della superficie superiore; in caso contrario, rappresenta il contatto con la superficie inferiore. La normale esterna della superficie di contatto deve puntare verso la superficie target.



Figura 45 Geometria elemento CONTA174

Per controllare in modo accurato il contatto è necessario sfruttare una serie di proprietà assegnabili tramite l'ausilio delle real constants e delle Keyoptions.

# Real constant

Aspetto fondamentale per far sì che il programma riconosca un contatto è l'applicazione della stessa real contant alle due superfici. Le proprietà su cui si è agito sono le seguenti:

➢ Real(3) → FKN

Tale parametro controlla rigidezza di contatto; esso viene inteso come fattore e può variare tra 0,1 e 10, il valore di default è 1. Più il fattore sarà elevato più la rigidezza del contatto sarà elevata. Valori di rigidità più elevati riducono la quantità di penetrazione/scorrimento, ma possono portare a un cattivo condizionamento della matrice di rigidità globale e a difficoltà di convergenza. Valori di rigidità inferiori possono portare a una certa quantità di penetrazione/scivolamento e produrre una soluzione imprecisa. Idealmente, si desidera una rigidità sufficientemente elevata da rendere accettabile la penetrazione/lo scorrimento, ma una rigidità sufficientemente bassa da consentire un buon comportamento del problema in termini di convergenza.

#### ➢ Real(4) → FTOLN

FTOLN è un fattore di tolleranza da applicare nella direzione della normale alla superficie. L'intervallo per questo fattore è inferiore a 1,0 (di solito inferiore a 0,2), con un valore predefinito di 0,1 e si basa sulla profondità dell'elemento solido, guscio o trave sottostante. Questo fattore viene utilizzato per determinare se la compatibilità con la penetrazione è soddisfatta.

La compatibilità dei contatti è soddisfatta se la penetrazione rientra in una tolleranza consentita (FTOLN moltiplicato per la profondità degli elementi sottostanti). La profondità è definita dalla profondità media di ogni singolo elemento di contatto nella coppia. Se il programma rileva una penetrazione maggiore di questa tolleranza, la soluzione globale è ancora considerata non convergente, anche se le forze residue e gli incrementi di spostamento hanno soddisfatto i criteri di convergenza. È inoltre possibile definire una penetrazione consentita assoluta specificando un valore negativo per FTOLN. In generale, la rigidezza normale di contatto di default è inversamente proporzionale alla tolleranza finale di penetrazione.

#### ➢ Real(6) → PINBALL REGION

Questo parametro controlla la zona entra la quale dovrà avvenire il contatto. La dimensione della pinball region è importante poiché un valore maggiore comporterà un insieme di vincoli più grande. Essa è una regione sferica che circonda ogni punto di identificazione del contatto, che può essere o un nodo o un punto di integrazione. Questa opzione è utile quando si desidera vincolare completamente un lato di contatto a un altro.



Figura 46 Pinball region

# Keyoption

Le keyoption su cui si può agire sono diciotto, di seguito verranno riportate quelle principali e di maggior interesse per il modello realizzato:

- > **KEYOPT(1)** seleziona i gradi di libertà dell'elemento:
  - 0 → UX, UY, UZ
  - 1 → UX, UY, UZ, TEMP
  - 3 → UX, UY, UZ, TEMP, VOLT
  - 4 → TEMP, VOLT
  - o ...
  - 13 → UX, UY, UZ, CONC
  - 14 → CONC
- **KEYOPT(2)** seleziona l'algoritmo di contatto:
  - $\circ$  0  $\rightarrow$  Augmented Lagrange
  - $\circ$  1  $\rightarrow$  Pure Penalty
  - 2 → MPC
  - 3 → Moltiplicatore di Lagrange al contatto normale e penalità al tangenziale
  - 4 → Puro moltiplicatore di Lagrange a contatto normale e tangenziale
- **KEYOPT(4)** seleziona il punto di rilevamento del contatto:
  - 0 → Punti di Gauss
  - 1 → Punti nodali normali alla superficie di contatto
  - 2 → Punti nodali normali alla superficie target
  - 3 → Punti nodali normali alla superficie di contatto (metodo basato sulla proiezione)

0

- **KEYOPT(5)** aggiusta le geometrie per metterle in contato iniziale:
  - 0 → Nessuna regolazione automatica
  - $\circ$  1  $\rightarrow$  Chiude il divario con CNOF automatico auto

- $\circ$  2  $\rightarrow$  Riduce la penetrazione con l'auto CNOF
- 3 → Chiude il divario/riduce la penetrazione con CNOF automatico
- 4 → Auto ICONT

**KEYOPT(9)** imposta gioco/penetrazione iniziale:

- 0 → Includere sia la penetrazione geometrica iniziale o il gioco che l'offset
- 1 → Escludere sia la penetrazione geometrica iniziale o il gioco che l'offset
- 2 → Includere sia la penetrazione geometrica iniziale o il gap che l'offset, ma con effetti a rampa
- 3 → Includi solo offset (escludi penetrazione geometrica iniziale o gap)
- 4 → Includi solo l'offset (escludi penetrazione geometrica iniziale o gap), ma con effetti a rampa
- 5 → Includere solo l'offset (escludere la penetrazione geometrica iniziale o il gap) indipendentemente dallo stato del contatto iniziale (near field o chiuso)
- o 6 → Include solo l'offset (esclude la penetrazione geometrica iniziale o il gap), ma con effetti a rampa indipendentemente dallo stato del contatto iniziale (near field o chiuso)
- **KEYOPT(10)** seleziona il metodo di aggiornamento della rigidezza:
  - → Ogni iterazione basata sullo stress medio corrente degli elementi sottostanti; lo slittamento elastico effettivo non deve superare il limite massimo ammissibile (SLTO) all'interno di un sottopasso
  - 1 → Ogni ciclo di carico se il FKN viene ridefinita durante il ciclo di carico
  - 2 → Ogni iterazione basata sullo stress medio corrente degli elementi sottostanti; lo scorrimento elastico effettivo non supera mai il limite massimo ammissibile (SLTO) durante l'intera soluzione
- **KEYOPT(12)** seleziona la tipologia di superficie di contatto:
  - 0 → Standard
  - o 1 → Rough
  - 2 → No separation (scorrimento consentito)
  - o 3 → Bonded
  - 4  $\rightarrow$  No separation (sempre)
  - $\circ$  5  $\rightarrow$  Bonded (sempre)
  - o 6 → Bonded (solo il contatto iniziale)
- **KEYOPT(15)** seleziona l'effetto dello smorzamento stabilizzante del contatto:
  - 0 → Lo smorzamento è attivato solo nella prima fase di carico (default)
  - 1 → Disattivare lo smorzamento automatico
  - 2 → Lo smorzamento è attivato per tutte le fasi di carico

○ 3 → Lo smorzamento è sempre attivato, indipendentemente dallo stato del contatto dei passaggi precedenti

Per generare la superficie di contatto contact è sufficiente selezionare i nodi del componente in cui la si vuole generare e successivamente utilizzare il comando **ESURF**, come è possibile vedere nell'*Estratto 8*.

```
! contatto piastra sotto-anello
! generazione superficie contact
et,2,conta174
r,2,,0.04,0.04,,1.5
keyopt,2,1,0
keyopt,2,2,0
. . .
vsel,s,volu,,1
nsel,s,loc,z,0.0002
type,2
real,2
esurf
nall
```

Estratto 8 Generazione superficie contact

#### 4.3.2. Elemento TARGE170

TARGE170 viene utilizzato per rappresentare varie superfici " target " 3D per gli elementi di contatto associati (CONTA174, CONTA175 e CONTA177). Gli stessi elementi di contatto si sovrappongono agli elementi solidi, shell o lineari che descrivono il confine di un corpo deformabile e sono potenzialmente in contatto con la superficie target, definita da TARGE170. È possibile imporre spostamento traslazionale o rotazionale, temperatura, tensione, potenziale magnetico, pressione dei pori e concentrazione sull'elemento del segmento target. Si può anche imporre forze e momenti su questa tipologia di elementi. Essi sono anche in grado di rappresentare superfici target rigide, inoltre possono facilmente modellare forme complesse. Per i target flessibili, questi elementi si sovrapporranno agli elementi solidi, shell o lineari che descrivono il contorno del corpo target deformabile.



Figura 47 Geometria elemento TARGE170

Aspetto fondamentale da tenere conto è l'utilizzo della stessa real constant utilizzata per l'elemento contact. Ad ogni superficie target può essere associata una sola superficie di contatto e viceversa. Tuttavia, diversi elementi di contatto potrebbero costituire la superficie di contatto e quindi entrare in contatto con la stessa superficie di destinazione. Allo stesso modo, diversi elementi bersaglio potrebbero costituire la superficie bersaglio e quindi venire in contatto con la stessa superficie bersaglio e quindi venire in contatto con la stessa superficie di contatto, è possibile inserire molti elementi in una singola superficie di destinazione o di contatto oppure è possibile localizzare le superfici di contatto e di destinazione suddividendo le grandi superfici in superfici di destinazione e di contatto più piccole, ognuna delle quali contiene meno elementi. Se una superficie di contatto può entrare in contatto con più di una superficie di destinazione, è necessario definire superfici di contatto duplicate che condividano la stessa geometria ma si riferiscano a target separati, ovvero che abbiano numeri di serie di costanti reali separati.

Per la generazione di una superficie target il processo è analogo a quello descritto per l'elemento contact: si selezionano i nodi interessati e si utilizza il comando **ESURF** se si vuole generare un target deformabile, oppure **TSHAP** per una rigida. L'*Estratto 9*, sotto riportato, è la prosecuzione di quello precedente con la generazione della superficie target.

```
! contatto piastre sotto-anello
! generazione superficie target
et,3,targe170
vsel,s,volu,,2
nslv,s,1
nsel,r,loc,z,-0.0001
type,3
real,2
esurf
nall
```

Estratto 9 Generazione superficie target

# 5. Modello mono-layer

La prima guarnizione che si andrà ad analizzare è quella più semplice a singolo strato. Come tutte le altre guarnizioni che verranno trattate in seguito, viene utilizzata per ridurre al minimo le fughe dei fumi tra blocco motore e collettore di scarico.

Per la realizzazione del modello si è partiti con l'importazione del file cad, in formato Parasolid, fornitomi dall'azienda: esso contiene la geometria 3D della versione finale della guarnizione messa a punto con il cliente.



Figura 48 Geometria 3D guarnizione mono-layer

Successivamente si è passato alla creazione dei due piani, in modo da replicare nel modo più fedele possibile la prova sperimentale: per fare ciò si è ricorsi all'utilizzo dei keypoint. Il procedimento è stato molto semplice in quanto è stato sufficiente posizionare otto punti che riprendessero gli otto vertici di un parallelepipedo e con il comando **V** unirli e creare il volume vero e proprio. In un primo momento si era deciso di utilizzare le stesse dimensioni per i due piani, poi, siccome la parte superiore della guarnizione è di dimensioni inferiori rispetto all'altra e si andava a creare un'eccessiva flessione della piastra superiore generando alcuni problemi nella lettura dello schiacciamento effettivo della guarnizione, si è optato per una piastra superiore di dimensioni ridotte tali da ricoprire esclusivamente la bocca della tenuta.



Figura 49 Guarnizione con piastre

Ora è possibile effettuare la meshatura dei vari componenti. Come descritto in precedenza per la guarnizione è stato scelto l'elemento SOLID187 con dimensione uniforme, mentre per le due piastre si è optato per il SOLID92 sempre con meshatura costante.

Per ottenere una mesh con dimensione degli elementi uniforme è sufficiente utilizzare il comando **ESIZE** seguito dal valore di grandezza del singolo elemento, come riportato di seguito nell'*Estratto 10*.

<pre>! realizzazione mesh ! guarnizione type,1 real,1 mat,1 esize,0.0015 vmesh,1</pre>
<pre>! piastre type,4 mat,2 v,204,205,207,206,200,201,203,202 v,208,209,211,210,212,213,215,214 esize,0.01 vmesh,2 vmesh,3</pre>

Estratto 10 Realizzazione della mesh

Da come si può evincere dall'estratto di codice soprariportato e da come sarà possibile vedere nella *Figura 50* si è optato per una mesh abbastanza grossolana per le piastre mentre per una

molto più fitta nel caso della guarnizione. Ciò è stato fatto in quanto i risultati che si è intenti ad ottenere riguardano quasi esclusivamente il comportamento della tenuta piana e al contempo poco importa la deformazione o la tensione puntuale delle altre due superfici.



Figura 50 Mesh della guarnizione e delle piastre

# 5.1. Realizzazione del contatto

La gestione del contatto è il punto cardine di tutto il modello, ed è anche la parte più complessa. Per fare ciò, come prima cosa è stato necessario scegliere la tipologia di elementi di contatto da utilizzare: come già dettagliatamente approfondito nei paragrafi precedenti si è optato per CONTA174 e TARGE170.

Altro passaggio fondamentale è la scelta delle superfici a cui assegnare tali tipologie di elementi. Si possono seguire due strade: la prima, quella più rapida, è selezionare tutte le superfici dei componenti da simulare; la seconda, quella perseguita, è scegliere esclusivamente le superfici che effettivamente entreranno in contatto, in modo da non appesantire troppo il modello. In Ansys è necessario selezionare la coppia di elementi conta e targe che andranno in contato e assegnargli la medesima real constant.

Le coppie di elementi di contatto selezionati sono:

- 1.
- Faccia superiore della piastra inferiore TARGE170
- Base inferiore della guarnizione CONTA174
- 2.
- Faccia inferiore della piastra superiore TARGE170
- Anello superiore della guarnizione CONTA174
- 3.
- Faccia superiore della piastra inferiore TARGE170
- Anello inferiore della guarnizione CONTA174

```
!Contatto piastra sopra-anello
r,3,,,0.04,0.04,,0.5
vsel, s, volu, , 3
nslv,s,1
nsel, r, loc, z, 0.0004
type,3
real,3
esurf
nall
vsel, s, volu, , 1
nslv,s,1
nsel,r,loc,z,0.0004
type,5
real,3
esurf
nall
```

Estratto 11 Esempio creazione coppia di contatto

In seguito, è stato necessario impostare i vari parametri per la gestione del contatto sfruttando le KEYOPTION e le REAL CONTANT degli elementi.

Tutte e tre le coppie sono gestite con la tipologia di contatto non lineare senza attrito (Frictionless) e simmetrico.

# 5.2. Affinazione del modello

Per affinare il modello si è operato su due fronti: l'ottimizzazione degli step di carico e dei parametri di contatto.

Gli step di carico risultano necessari nel momento in cui si voglia far applicare grandi carichi dal programma. Infatti, in una prima prova, senza il loro utilizzo, il risultato dopo un lungo ciclo di calcolo non è mai arrivato a convergenza. Il motivo per cui non si ottiene un risultato è che con un'applicazione di un carico molto elevato in modo repentino si vengono a generare grandi ed eccessive distorsioni degli elementi della mesh, generando grandi problemi di calcolo per il solutore. La gestione degli step di carico quindi risulta fondamentale.

Per la scelta di come suddividere i vari cicli, sia per la parte di carico che per quella di scarico, si è fatto riferimento alla prova sperimentale condotta dall'azienda, infatti gli step scelti sono: 1, 1.5, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 20, 15, 8, 5, 3, 1.5 kN.

A sua volta ogni step di carico può essere suddiviso in ulteriori substep, questo per controllare ancora meglio la distorsione della mesh. Come primo tentativo si è lasciata la scelta di come suddividere i vari cicli dal programma ed il risultato ottenuto era abbastanza buono però emergevano comunque alcuni avvisi di eccessiva distorsione e di cambio repentino di contatto/non contatto. Per affinarlo al meglio è stato deciso di operare in modo manuale in tutti quei cicli in cui il programma dava delle allerte, selezionando manualmente il numero di substep da utilizzare: si aumenta il numero finché il solutore smette di mostrare avvisi, in tutti i casi è stato sufficiente l'utilizza di quattro substep.

```
! Imposto il primo blocco di carico con substep automatico
KBC,0
nlgeom, on
autots, on
NROPT, FULL, , OFF
PRED, LINEAR, , ON
LNSRCH, AUTO
outres, all, all
NLDIAG, CONT, ITER
ALLSEL
forza=1000
pressione=forza/area
asel, s, loc, z, 0.0054
sfa,all,1,pres,pressione
nall
LSWRITE,1
! Imposto il secondo blocco di carico con substep manuale
nlgeom, on
NSUBST,4
NROPT, FULL, , OFF
PRED, LINEAR, , ON
LNSRCH, AUTO
outres, all, all
NLDIAG, CONT, ITER
ALLSEL
forza=1500
pressione=forza/area
asel, s, loc, z, 0.0054
sfa, all, 1, pres, pressione
nall
LSWRITE, 2
```

Estratto 12 Creazione step e substep di carico

Per affinare i parametri di contatto si è lavorato principalmente con tre parametri: la pinball region, il coefficiente di penalizzazione della rigidezza di contatto e la penetrazione massima ammessa tra contact e target.

La pinball region viene impostata con l'inserimento di un fattore, più grande è questo valore più grande sarà la regione interessata. Questo parametro è di grande interesse per tutte quelle superfici in uno stato di non contatto iniziale. Un aspetto a cui porre molta attenzione è che la Pinball region non deve eccedere troppo la distanza tra le due superfici non in contatto inizialmente in quanto posso generarsi degli errori di calcolo.

Dopo aver affinato i tre aspetti precedenti è iniziato il lavoro sulla curva del materiale. Utilizzando la curva sforzo deformazione del materiale AISI 301 ricavata in laboratorio i risultati differiscono in maniera molto evidente da quelli sperimentali. I motivi di questa grande differenza possono essere ricercati no processo produttivo della guarnizione. Il materiale originale, quindi quello utilizzato per la realizzazione del provino per la curva sforzo deformazione iniziale, ha subito, durante il ciclo produttivo, numerose deformazioni, come stiratura, laminazione (lo spessore della guarnizione è di 0,2 mm), tranciatura e coniatura, che hanno sicuramente modificato la struttura cristallina del materiale e creato tensioni residue interne, compromettendo la resistenza inziale del materiale.

## 5.3. Analisi dei risultati e confronto con valori sperimentali

Di seguito è riportato il grafico con il confronto dei risultati ottenuti mediante la prova sperimentale e quelli ottenuti con analisi fem.

Sperimentale		FEM	
Carico [N]	Spostamento [mm]	Carico [N]	Spostamento [mm]
0	0	0	0
1000	0,057	1000	0,075
1500	0,111	1500	0,112
2000	0,116	2000	0,145
3000	0,152	3000	0,152
5000	0,187	5000	0,182
8000	0,265	8000	0,262
10000	0,282	10000	0,275
15000	0,286	15000	0,288
20000	0,291	20000	0,291
25000	0,294	25000	0,294
25000	0,296	20000	0,292
15000	0,292	15000	0,289
8000	0,288	8000	0,285
5000	0,289	5000	0,283
3000	0,293	3000	0,279
1500	0,294	1500	0,275

Tabella 2 Confronto risultati sperimentali e FEM



Grafico 3 Confronto risultati sperimentali e FEM

Come è possibile vedere dal grafico soprariportato il modello fem realizzato approssima in maniere molto buona l'andamento generale della curva. I punti in cui maggiormente differisce il modello fem sono: il punto di transizione tra deformazione elastica e plastica, aspetto molto critico nelle simulazioni, ma nonostante ciò la parte iniziale elastica e la parte successiva plastica sono approssimate molto bene; la parte conclusiva di scarico, infatti la curva fem continua a decrescere in modo quasi costante mentre quella sperimentale presenta un nuovo aumento di schiacciamento via via che si rimuove il carico: questo aspetto è molto particolare e molto probabilmente è dovuto ad un errore di misura nella prova sperimentale.

## 5.4. Confronto con guarnizioni di geometrie diverse

Per essere certi che il modello realizzato sia applicabile su ogni tipologia di guarnizione a singolo strato, l'azienda ne ha create appositamente due simili alla precedente ma con spessori differenti. Una volta realizzate, sono state schiacciate con la pressa ed è stata creata la classica curva carico-schiacciamento sperimentale.

Dopodiché si è ritornati sul modello della guarnizione di partenza, è stato dato come input il nuovo file cad della guarnizione modificata ed è stata modificata la posizione della piastra superiore (la modifica dello spessore del layer, mantenendo lo schiacciamento per arrivare a pacco costante, ha fatto sì che l'ingombro totale delle guarnizioni sia aumentato).

Tutti gli altri parametri, tra cui i vincoli, la curva del materiale, le superfici di contatto e i parametri di contatto, non sono stati toccati.



Le due tipologie di guarnizioni utilizzate come controprova hanno uno spessore del layer di 0.25 mm e di 0.3 mm. Terminate le simulazioni, i risultati ottenuti sono i seguenti:

Grafico 4 Confronto risultati sperimentali e FEM guarnizione spessore 0.25 mm



Grafico 5 Confronto risultati sperimentali e FEM guarnizione spessore 0.3 mm

Come è possibile vedere dai due grafici il modello realizzato per la guarnizione di spessore 0.2 mm si adatta i modo ottimo anche alle altre due tipologie. Come nel caso di partenza è molto evidente la differenza tra i risultati sperimentale e quelli della simulazione nell'ultima parte di scarico, ma come già spiegato in precedenza, quasi sicuramente è dovuto ad un errore di lettura del micrometro nella prova sperimentale.

# 6. Modello bi- e tri- layer

Questo capitolo tratterà due tipologie di guarnizioni allo stesso tempo. Esse posso essere assimilate senza troppi problemi lavorando sullo strato centrale di quella a tre strati. La guarnizione a tre layer altro non è che una tenuta a due layer con uno strato folle al centro. Questo strato non ha alcuna influenza nella curva carico-schiacciamento se non quello di ridurre lo schiacciamento massimo a pacco della guarnizione. Questo fa sì che le due guarnizioni si comportino allo stesso quasi fino alla fine della deformazione; l'unica differenza emerge nella parte finale della curva, quella di scarico: infatti la tenuta con layer folle avrà un ritorno elastico ben più marcato rispetto alla sua similare senza strato centrale, per via proprio di una minore deformazione a pacco.



Figura 51 Guarnizione tri-layer con dettaglio degli strati

Per la realizzazione del modello si è partiti con la guarnizione a tre strati, per poi confermare la simulazione con quella bi-layer (questa verrà trattata nel paragrafo *6.4. Confronto con guarnizioni di geometrie diverse*).

Come per il caso precedente si è partiti con l'importazione dei file cad, sempre in formato parasolid, ed in seguito sono state aggiunte le due piastre, quella superiore e quella inferiore, in modo da simulare al meglio la prova sperimentale. A differenza del caso precedente le due piste sono di egual dimensioni a causa della geometria della guarnizione che presenta una faccia inferiore ed una superiore identiche.



Figura 52 Guarnizione con piastre

Per la meshatura sono stati sempre utilizzati gli elementi SOLID187 per i vari componenti che formano la guarnizione, mentre per le piastre è stato scelto l'elemento SOLID92. In entrambi i casi è stata scelta una meshatura di dimensione costante, più grossolana per le piastre, il loro comportamento non è di grande interesse per i risultati, e più fine per i vari strati della tenuta.

```
! Realizzazione della mesh
! guarnizione
type,1
real,1
mat,1
esize,0.0015
vmesh,1
vmesh,2
vmesh,3
! piastre
type,4
mat,2
v, 304, 305, 307, 306, 300, 301, 303, 302
v, 308, 309, 311, 310, 312, 313, 315, 314
esize,0.01
vmesh,4
vmesh,5
```

Estratto 13 Realizzazione della mesh



Figura 53 Mesh della guarnizione e delle piastre

# 6.1. Realizzazione del contatto

La modellazione del contatto in questo caso è molto più complessa di quello precedente: infatti, essendoci tre strati di guarnizione ci sono molte più facce che interagiscono tra di loro.

Anche qui sono rimasti immutate le tipologie di elementi di contatto, utilizzando nuovamente per le superfici contact CONTA174 e per quelle target TARGE170.

La scelta delle superfici a cui assegnare gli elementi sopra riportati è molto delicata, una particolare attenzione è quella di non assegnare alla stressa faccia sia un elemento CONTA che un elemento TARGE.

Di seguito verranno schematizzate le coppie selezionate:

- 1. Contatto BONDED simmetrico
  - Faccia inferiore della piastra superiore TARGE170
  - Base superiore della guarnizione CONTA174
- 2. Contatto BONDED simmetrico
  - Faccia superiore della piastra inferiore TARGE170
  - Base inferiore della guarnizione CONTA174
- 3. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia superiore della piastra inferiore TARGE170
  - > Anello della guarnizione CONTA174
- 4. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia inferiore della piastra superiore TARGE170
  - > Anello della guarnizione CONTA174
- 5. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Anello layer inferiore TARGE170
  - Anello layer superiore CONTA174

- 6. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia superiore layer neutro TARGE170
  - Faccia layer superiore CONTA174
- 7. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia layer inferiore TARGE170
  - Faccia inferiore layer neutro CONTA174

In seguito, è stato necessario impostare i vari parametri per la gestione del contatto sfruttando le KEYOPTION e le REAL CONTANT degli elementi.

# 6.2. Affinazione del modello

Come nel caso precedente per affinare il modello si è agito su due parametri: l'ottimizzazione degli step di carico e dei parametri di contatto.

Anche in questo modello, ancor di più di quello precedente per via della complessità accresciuta, gli step di carico risultano.

Per la scelta di come suddividere i vari cicli, sia per la parte di carico che per quella di scarico, si è fatto nuovamente riferimento alla prova sperimentale condotta dall'azienda, infatti gli step scelti sono: 1, 1.5, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 30, 20, 15, 8, 5, 3, 1.5 kN.

Come primo tentativo si è lasciata la scelta di come suddividere i vari cicli dal programma ed il risultato ottenuto era abbastanza buono però venivano evidenziati alcuni elementi con eccessiva distorsione e cambio repentino di contatto/non contatto. Per migliorare il modello è stato deciso di operare in modo manuale in tutti quei cicli in cui il programma dava delle allerte, selezionando manualmente il numero di substep da utilizzare.

```
! Imposto il secondo blocco di carico
nlgeom,on
NSUBST,4
NROPT,FULL,,OFF
PRED,LINEAR,,ON
LNSRCH,AUTO
outres,all,all
NLDIAG,CONT,ITER
ALLSEL
forza=1500
pressione=forza/area
asel,s,loc,y,0.006825
sfa,all,1,pres,pressione
nall
LSWRITE,2
```

Estratto 14 Creazione step e substep di carico

Per affinare i parametri di contatto si è lavorato principalmente con tre parametri: la pinball region, il coefficiente di penalizzazione della rigidezza di contatto e la penetrazione massima ammessa tra contact e target.

Dopo aver affinato i tre aspetti precedenti è iniziato il lavoro sulla curva del materiale. Utilizzando la curva sforzo deformazione del materiale AISI 301 ricavata in laboratorio i risultati differiscono in maniera molto evidente da quelli sperimentali. Anche qui come prima i motivi di questa grande differenza si possono ricondurre al processo produttivo della guarnizione e in aggiunta, in questo caso, all'interazione tra i tre strati, molto difficile da simulare.

# 6.3. Analisi dei risultati e confronto con valori sperimentali

Ora vengono riportati i risultati finali della simulazione.

Sperimentale		FEM	
Carico [kN]	Spostamento [mm]	Carico [kN]	Spostamento [mm]
0	0	0	0
1	0,31	1	0,33
1,5	0,62	1,5	0,57
2	0,78	2	0,61
3	0,95	3	0,80
5	1,08	5	0,97
8	1,33	8	1,27
10	1,38	10	1,36
15	1,41	15	1,42
20	1,42	20	1,43
25	1,44	25	1,45
30	1,45	30	1,45
20	1,44	20	1,45
15	1,43	15	1,44
8	1,42	8	1,43
5	1,39	5	1,39
3	1,37	3	1,35
1,5	1,33	1,5	1,30

Tabella 3 Confronto risultati sperimentali e FEM



Grafico 6 Confronto risultati sperimentali e FEM

Dal grafico soprariportato emerge che il modello fem realizzato approssima in maniera molto buona l'andamento globale della curva. Anche qui, come nei casi precedenti, il punto in cui maggiormente differisce il modello fem è la zona di passaggio tra deformazione elastica e plastica, aspetto molto critico nelle simulazioni, ma, nonostante ciò, la parte iniziale elastica e la parte successiva plastica sono approssimate molto bene. Differentemente dalle curve ricavate per i mono-layer la parte conclusiva di scarico viene approssimata in maniera ottima, non risulta più esserci quella sorta di gradino, non simulabile, presente nella curva sperimentale.

## 6.4. Confronto con guarnizioni di geometrie diverse

Per convalidare il modello ed essere sicuri che esso si adatti a tutte le guarnizioni bi- e tri- layer, anche in questo caso l'azienda ha fatto produrre appositamente una nuova guarnizione a due strati. Essa è sostanzialmente formata da due strati identici accoppiati per la faccia di dimensioni maggiori. Altri aspetti che ancor di più fanno emergere la trasversalità del modello, sono la differente geometria della bocca della guarnizione e il diverso accoppiamento tra gli strati: infatti nel caso a tre strati i due layer erano appaiati per mezzo degli anelli interni, mentre ora attraverso le due basi maggiori.



Figura 54 Guarnizione bi-layer con dettaglio degli strati

Anche in questo caso l'ossatura del modello è rimasta invariata, gli unici elementi che sono variati, oltre al file cad di input, risultano essere le geometrie delle due piastre. I risultati ottenuti con la stessa curva del materiale ottimizzata per il caso a tre strati sono i seguenti.



Grafico 7 Confronto risultati sperimentali e FEM

Come è possibile osservare dal *Grafico 7* la curva FEM approssima in modo ottimo la curva sperimentale, differendo sempre nel tratto di transizione elasto-plastica e nella zona conclusiva della fase di scarico, le cui motivazioni sono state spiegate esaustivamente nei precedenti capitoli.

# 7. Modello a quattro layer

L'ultimo modello analizzato nel dettaglio è quello a quattro strati. Esso è risultato essere il più complesso sia nella scrittura del codice, sia nel tempo di calcolo. Nonostante ciò, il modello fin qui più volte testato, come punto di partenza, ha funzionato ottimamente.

I quattro strati della guarnizione non sono tutti attivi, bensì tre lo sono mentre un quarto è folle o neutro ed ha la sola funzione di ridurre la deformazione delle lamine metalli a fine schiacciamento, il tutto è utile per aumentare il ritorno elastico, e quindi la capacità di resistere a pressioni superiori della guarnizione.



Figura 55 Guarnizione a quattro layer e dettaglio degli strati

Come nelle precedenti simulazioni, una volta selezionato il file di input, è stata necessaria la creazione delle due piastre. Come è evidente dalla *Figura 56*, anche in questo caso, come in quello mono-layer, per ridurre il numero di nodi e di elementi nel modello e quindi semplificare il calcolo, la piastra superiore è stata realizzata di dimensioni inferiori in modo da adattarsi il meglio possibile all'anello superiore.



Figura 56 Guarnizione con piastre

Successivamente è stata realizzata la mesh dei componenti. Si è optato per una meshatura uniforme, ottenuta mediante il comando **ESIZE**, per tutti e tre i componenti. Gli elementi scelti per la guarnizione sono sempre i SOLID187, mentre per le piastre i SOLID92. La mesh dei componenti di maggiore interesse, quindi i quattro layer, è di dimensioni inferiori e più fitta,
invece per le piastre, di poco interesse se non per il trasferimento del carico e per l'arresto dello spostamento, è più grossolana.

```
! realizzazione mesh
! guarnizione
type,1
real,1
mat,1
esize,0.0015
vmesh,1
vmesh,2
vmesh,3
vmesh,4
! piastre
type,4
mat,2
v,404,405,407,406,400,401,403,402
v,408,409,411,410,412,413,415,414
esize,0.01
vmesh,5
vmesh,6
```

Estratto 15 Realizzazione della mesh



Figura 57 Mesh della guarnizione e delle piastre

## 7.1. Realizzazione del contatto

Come nelle precedenti simulazioni, la modellazione del contatto è molto delicata, ancor più che nei precedenti casi ci sono numerose facce che posso entrare in contatto.

Tutte le superfici contact sono costituite unicamente da elementi CONTA174 e tutte le facce che devono fungere da target sfruttano i TARGE170.

Anche qui, per non rendere eccessivamente complesso il modello è stato necessario utilizzare due tipologie di contatto differenti, di cui una non-lineare senza attrito, FRICTIONLESS, e l'altra lineare, BONDED.

Di seguito verranno schematizzate le coppie selezionate:

- 1. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia inferiore della piastra superiore TARGE170
  - Anello superiore della guarnizione CONTA174
- 2. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia superiore della piastra inferiore TARGE170
  - Base inferiore della guarnizione CONTA174
- 3. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia inferiore della piastra superiore TARGE170
  - Base layer superiore guarnizione CONTA174
- 4. Contatto BONDED simmetrico
  - Base layer centrale TARGE170
  - Base layer superiore CONTA174
- 5. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - > Anello layer inferiore TARGE170
  - > Anello layer centrale CONTA174
- 6. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - Faccia superiore layer neutro TARGE170
  - Faccia layer centrale CONTA174
- 7. Contatto FRICTIONLESS simmetrico
  - > Anello interno layer centrale TARGE170
  - > Anello interno layer superiore CONTA174

In seguito, è stato necessario impostare i vari parametri per la gestione del contatto sfruttando le KEYOPTION e le REAL CONTANT degli elementi.

## 7.2. Affinazione del modello

Come di consueto per affinare il modello si è partiti con la suddivisione a step del carico, necessario per far raggiungere al programma una convergenza del risultato.

Per la scelta di come suddividere il carico ci si è basati alla prova sperimentale: 1, 1.5, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 20, 25, 20, 15, 8, 5, 3, 1.5 kN.

In seguito, per i cicli che presentavano ancora alcune problematiche è stato necessario lavorare sui substep: in prima battuta è stata lasciata attiva la suddivisione automatica degli step con

**AUTOTS, ON**, poi in un secondo momento, dopo aver letto i messaggi di warning forniti da Ansys, in alcuni casi è stato disattivato è si è proceduto con la suddivisione manuale, impostando di default il numero di sotto-cicli.

```
! Imposto il terzo blocco di carico
KBC,0
nlgeom, on
autots, on
NROPT, FULL,, OFF
PRED, LINEAR, , ON
LNSRCH, AUTO
outres, all, all
NLDIAG, CONT, ITER
ALLSEL
forza=2000
pressione=forza/area
asel, s, loc, z, 0.0072
sfa,all,1,pres,pressione
nall
LSWRITE, 3
```

Estratto 16 Creazione di step e substep di carico

Altri parametri su cui si è lavorato sono la rigidezza di contatto e la massima penetrazione consentita. Per entrambi si è agito cercando di mantenere il fattore il più basso possibile, senza però far generare warning dal programma.

Infine, il punto più importante è l'affinazione della curva del materiale. Come sempre la sigma epsilon del materiale di partenza porta a risultati molto differenti da quelli ottenuti sperimentalmente, per cui è necessario modificare la curva data in input. Le motivazioni di questo passaggio sono già state abbondantemente spiegate nei capitoli precedenti, ma ricapitolandole sono: il processo produttivo che consiste in laminazione, tranciatura e coniatura, tutti passaggi che compromettono in modo molto marcato la struttura cristallina del materiale di partenza e che generano tensioni residue interne rilevanti; l'interazione tra i diversi strati, in questo caso quattro, molto difficile da simulare; le condizioni di prova.

## 7.3. Analisi dei risultati e confronto con valori sperimentali

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti dalla simulazione FEM confrontati con quelli della prova sperimentale.

Sperimentale		FEM		
Carico [kN]	Spostamento [mm]	Carico [kN]	Spostamento [mm]	
0	0	0	0	
1	0,37	1	0,48	
1,5	0,80	1,5	1,08	
2	1,11	2	1,29	
3	1,49	3	1,35	
5	1,63	5	1,55	
8	1,89	8	1,95	
10	2,16	10	2,10	
15	2,27	15	2,27	
20	2,29	20	2,30	
25	2,30	25	2,30	
20	2,31	20	2,29	
15	2,30	15	2,29	
8	2,27	8	2,26	
5	2,22	5	2,24	
3	2,18	3	2,21	
1,5	2.13	1.5	2.18	

Tabella 4 Confronto risultati sperimentali e FEM



Come visto in tutti i casi precedenti, i risultati della simulazione approssimano molto bene l'andamento generale della curva, differendo in modo più marcato nella zona di transizione da deformazione elastica a plastica. Come era già accaduto nel grafico della guarnizione a tre strati non è più presente quel particolare andamento della curva sperimentale nella parte conclusiva di scarico: infatti, la simulazione è in grado di approssimare in maniera abbastanza precisa anche quest'ultimo tratto, cosa che non accadeva nel caso mono-layer e bi-layer.

# 8. Possibili modifiche per ridurre il tempo di calcolo

Come ultima analisi dell'attività, a seguito di un confronto con l'azienda, è stato ricercato un metodo per velocizzare i tempi di calcolo. Spaziando su varie possibilità tra cui ridurre la finezza della mesh, si è pensato di poter modificare la geometri d partenza della guarnizione. Nello specifico, siccome la parte veramente attiva e che svolge un ruolo fondamentale nella tenuta è l'anello centrale, che effettua, grazie al ritorno elastico residuo dopo schiacciamento, una sorta di effetto molla in grado di sopportare le pressioni interne al condotto di scarico non permettendo la fuoriuscita di gas, si è pensato di eliminare tutto il bordo esterno della guarnizione, lasciandone solamente una piccola porzione.

Questa prova è stata effettuate esclusivamente sulle guarnizioni che generavano un tempo di calcolo molto lungo, quindi nello specifico quella a tre e a quattro strati.

### 8.1. Guarnizione tri-layer ridotta

#### 8.1.1. Analisi della geometria

Per la realizzazione del nuovo file da dare in input per la prova si è partiti dal cad della guarnizione a tre strati iniziare ed eseguito un offset di 2 mm dalla fine dell'anello di tenuta è stato eseguito un taglio, eliminando tutta la parte esterna ad esso. Tutto ciò è ben visibile nella *Figura 58* sotto riportata.



Figura 58 Confronto tra geometria originale a sinistra e modificata a destra

Come è evidente a prima vista le superfici su cui creare la mesh si sono ridotte notevolmente; è inoltre necessario ricordare che questo beneficio è da considerare per tre strati.

Altro aspetto importante da considerare è la dimensione delle piastre rappresentate, esse infatti, grazie alla riduzione di dimensioni globali della guarnizione da simulare, si sono ristrette notevolmente, andando anch'esse a contribuire alla riduzione totale dei nodi ed elementi su cui il programma dovrà svolgere i calcoli.



Figura 59 Guarnizione ridotta con piastre

Come listato di input per la realizzazione del modello è stato sfruttato quello utilizzato per la guarnizione a tre strati con dimensioni originali. Le uniche parti cambiate sono il file cad fornito all'inizio e le dimensioni delle piastre.

Una volta avviato il calcolo è stato subito possibile notare i primi benefici auspicati: il tempo per effettuare i primi step di carico si è ridotto. Al termine della simulazione si è concluso che questa modifica effettuata sulla geometria ha portato ad una decrescita del tempo di calcolo totale di circa un 40%, risultato molto buono.

#### 8.1.2. Analisi e confronto dei risultati

Ora, oltre alla verifica della riduzione del tempo di calcolo, cosa già avvenuta, è necessario controllare che i risultati forniti dalla simulazione siano coerenti sia con la prova sperimentale che con la simulazione a geometria completa.

Sporimentale		EEM			EEM geometria ridotta		
		 F E IVI					
Carico [kN]	Spostamento [mm]	Carico [kN]	Spostamento [mm]		Carico [kN]	Spostamento [mm]	
0	0	0	0		0	0	
1	0,31	1	0,33		1	0,52	
1,5	0,62	1,5	0,57		1,5	0,68	
2	0,78	2	0,61		2	0,78	
3	0,95	3	0,80		3	1,01	
5	1,08	5	0,97		5	1,1	
8	1,33	8	1,27		8	1,25	
10	1,38	10	1,36		10	1,34	
15	1,41	15	1,42		15	1,42	
20	1,42	20	1,43		20	1,44	
25	1,44	25	1,45		25	1,45	
30	1,45	30	1,45		30	1,45	
20	1,44	20	1,45		20	1,45	
15	1,43	15	1,44		15	1,44	
8	1,42	8	1,43		8	1,42	
5	1,39	5	1,39		5	1,38	
3	1,37	3	1,35		3	1,35	
1,5	1,33	1,5	1,30		1,5	1,31	

Di seguito i risultati riassunti prima in tabella poi in grafico.

Tabella 5 Confronto risultati



Grafico 9 Confronto risultati

Come è possibile vedere dal grafico sopra riportato la curva ottenuta dall'ultima simulazione, curva grigia, approssima in modo molto buono i risultati ottenuti sperimentalmente. Inoltre, non si discosta neanche in modo evidente dalla curva della simulazione con geometri originale se non che nel solito tratto di transizione tra la deformazione elastica e plastica.

### 8.2. Guarnizione a quattro layer ridotta

#### 8.2.1. Analisi della geometria

Come per il caso precedente è stato necessario realizzare un nuovo file cad da dare come input ad Ansys. Si è partiti dalla geometria originale della guarnizione a quattro stati, per poi anche qui realizzare un offset di 2 mm dalla fine dell'anello di tenuta ed eseguire un taglio, eliminando tutta la parte esterna ad esso. Il confronto tra le geometrie è riportato nella *Figura 60*.



Figura 60 Confronto tra geometria originale a sinistra e modificata a destra

Anche in questo caso le superfici su cui creare la mesh si sono ridotte e per di più ora gli strati su cui i benefici vengono riportati sono quattro.

Una conseguenza diretta alla riduzione di dimensione della guarnizione è il minor ingombro complessivo, il quale contribuirà alla diminuzione della larghezza e della profondità delle piastre da simulare; lo spessore non è mai stato variato per non influire sulla rigidezza di esse.



Figura 61 Guarnizione ridotta con piastre

Anche in questo caso il listato di input per la realizzazione del modello è rimasto invariato rispetto a quello utilizzato per la guarnizione a quattro strati con dimensioni originali. Le uniche parti cambiate sono il file cad fornito all'inizio e le dimensioni delle piastre.

Come ci si aspettava avviando il calcolo è stato possibile notare i primi benefici relativi alla riduzione del tempo di calcolo. A simulazione termina è stato possibile concludere che questa modifica effettuata sulla geometria ha portato ad una riduzione del tempo di calcolo totale di circa un 45%, risultato molto buono.

#### 8.2.2. Analisi e confronto dei risultati

Appurata la riduzione anche qui del tempo di calcolo si è passati al controllo di risultati forniti dalla simulazione.

Sperimentale		FEM		FEM geometria ridotta	
Carico [kN]	Spostamento [mm]	Carico [kN]	Spostamento [mm]	Carico [kN]	Spostamento [mm]
0	0	0	0	0	0
1	0,37	1	0,48	1	0,75
1,5	0,80	1,5	1,08	1,5	1,23
2	1,11	2	1,29	2	1,37
3	1,49	3	1,35	3	1,45
5	1,63	5	1,55	5	1,69
8	1,89	8	1,95	8	1,97
10	2,16	10	2,10	10	2,07
15	2,27	15	2,27	15	2,25
20	2,29	20	2,30	20	2,30
25	2,30	25	2,30	25	2,30
20	2,31	20	2,29	20	2,29
15	2,30	15	2,29	15	2,29
8	2,27	8	2,26	8	2,27
5	2,22	5	2,24	5	2,25
3	2,18	3	2,21	3	2,21
1,5	2,13	1,5	2,18	1,5	2,18

Tabella 6 Confronto dei risultati



Grafico 10 Confronto dei risultati

La curva ottenuta dall'ultima simulazione, curva grigia, come è possibile vedere dal grafico sopra riportato, approssima in modo molto buono i risultati ottenuti sperimentalmente. Anche la curva FEM con la geometria originale si discosta poco da quella realizzata con la guarnizione di dimensioni ridotte, tranne che nel tratto in cui si passa da deformazione elastica a plastica, aspetto riscontrato un po' in tutte le simulazioni.

# 9. Conclusione

Nella trattazione si è ricercato di simulare a calcolo numerico computazionale l'andamento della curva caratteristica, carico-schiacciamento, per le tenute piane. Sono state analizzate principalmente quattro tipologie differente di guarnizione: mono- layer, bi-layer, tri-layer e quadri-layer. Sono stati creati tre differenti modelli, uno per ciascuna tipologia elencata in precedenza, accomunando, per motivi già spiegati nei capitoli precedenti, la bi- e tri- layer, in modo da simulare al meglio le varie configurazioni possibili.

Per fare tutto ciò è stato utilizzato il programma di simulazione Ansys Mechanical APDL.

Come visto nei paragrafi di commento dei risultati ottenuti si è riusciti a realizzare un modello in grado di simulare in modo molto accurato le prove sperimentali realizzate dall'azienda e fornite ai clienti.

In ognuno dei casi analizzati è stato evidente di come il programma riesca a fornire risultati molto simili a quelli ottenuti dai test tranne che nel tratto centrale della curva, quello di transizione tra deformazione elastica e plastica. Questo passaggio è molto complesso sia da analizzare che simulare, nonostante le tecnologie molto avanzate.

Nonostante le capacità di calcolo abbastanza limitate, grazie alle ridotte dimensioni delle tenute è stato possibile realizzare un mesh abbastanza fitta, fondamentale per elementi di geometria complessa a spessore sottile.

Proprio per far fronte alla limitata capacità di calcolo, insieme all'azienda, sono state ricercate soluzioni alternative che fornissero risultati affidabili in un minor tempo. La soluzione finale è stata quella della modifica della geometria originale della guarnizione rimuovendo tutta quella parte che ha poca influenza nella realizzazione della tenuta vera e propria, come tutto il contorno piano, utile per l'allineamento con le flange e per il fissaggio, ma poco influente nel contrastare le pressioni interne. Anche in questi casi, utilizzando lo stesso modello affinato per i casi originali, sono stati ottenuti risultati molto validi e coerenti con le prove sperimentali.

Come ultimo aspetto, ma non per importanza, ci tengo a ringraziare i titolari e i dipendenti della Technical Knowledge s.r.l. per la pazienza e il supporto fornitomi durante tutta la mia permanenza in azienda.

# 10. Bibliografia e sitografia

- [1] Guida sull'utilizzo di Ansys
- [2] G\_ctec90, Ansys Contact Technology Guide
- [3] Mary Kathryn Thompson, John Martin Thompson ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis
- [4] www.tktk.it
- [5] www.simatec.it
- [6] www.gasketitaly.com
- [7] www.mechead.com
- [8] www.simutechgroup.com
- [9] www.enginsoft.com
- [10] www.ved.it
- [11] www.generalpacking.com