



**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**

*DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI  
INDUSTRIALI*

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA  
DELL'INNOVAZIONE DEL PRODOTTO**

**ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI DI  
ACCOPIAMENTI FORZATI CILINDRICI**

**RELATORE: CH.MO PROF. FILIPPO BERTO**

**CORRELATORE: ING. REZA AFSHAR**

**LAUREANDO: STOCCO MARCO**

**ANNO ACCADEMICO 2012-2013**



*Ai miei genitori*



# INDICE

<b>INTRODUZIONE</b>	<b>1</b>
<b>CAPITOLO 1    Caso aziendale e processo di laminazione</b>	<b>3</b>
1.1    Officine Meccaniche Zanetti	3
<i>1.1.1 Ambiti di lavoro</i>	4
<i>1.1.2 Standard e qualità aziendale</i>	7
<i>1.1.3 Riferimenti e contatti</i>	7
1.2    Processo di laminazione mediante l'uso di rulli	8
<i>1.2.1 Materiale lavorato: lega di Zinco</i>	8
<i>1.2.2 Processo di colata: Twin-Roll Casting</i>	13
<i>1.2.3 Processo di laminazione</i>	21
<i>1.2.4 Rulli da studiare e problematiche da affrontare</i>	25
<i>1.2.5 Materiale di costruzione dei rulli</i>	27
<i>1.2.6 Condizioni operative</i>	28
1.3    Comportamento del rullo in esercizio	30
<i>1.3.1 Pressione indotta dal processo di laminazione</i>	30

1.3.2	<i>Effetti del rullo di controspinta</i>	33
1.3.3	<i>Caso di accoppiamento interferente</i>	34
1.3.4	<i>Problema del momento torcente indotto</i>	35
1.3.5	<i>Scelta di <math>\sigma_1</math> per l'analisi tensionale di confronto</i>	38
1.3.6	<i>Condizioni di scambio termico</i>	40
1.3.7	<i>Procedure di analisi</i>	42
 <b>CAPITOLO 2 Geometria dei modelli</b>		<b>45</b>
2.1	Introduzione al codice FEM Ansys	45
2.1.1	<i>Cenni su Ansys</i>	45
2.1.2	<i>Step di analisi</i>	47
2.1.3	<i>Interfaccia grafica</i>	49
2.1.4	<i>Tipi ed estensione dei file</i>	50
2.2	Geometria dei modelli	51
2.2.1	<i>Caso analisi tensionale</i>	52
2.2.2	<i>Caso analisi termica</i>	58
2.3	Path circolari e longitudinali	61

<b>CAPITOLO 3</b>	<b>Risultati analisi FEM</b>	<b>65</b>
3.1	Analisi tensionale	65
	<i>3.1.1 Modello 1</i>	65
	<i>3.1.2 Modello 2</i>	66
	<i>3.1.3 Modello 3</i>	77
	<i>3.1.4 Confronto risultati ottenuti</i>	78
	<i>3.1.5 Verifica statica e a fatica</i>	87
3.2	Analisi termica	92
	<i>3.2.1 Modello 1</i>	92
	<i>3.2.2 Modello 2</i>	95
	<i>3.2.3 Confronto risultati ottenuti</i>	98
3.3	Scelta del modello migliore	99
<b>CAPITOLO 4</b>	<b>Ulteriori sviluppi e conclusioni</b>	<b>101</b>
4.1	Camicia spessore 22,5 mm	101
	<i>4.1.1 Tensioni</i>	101
	<i>4.1.2 Spostamenti</i>	102
	<i>4.1.3 Temperature</i>	103





5.1.5	<i>Modelli geometrici e opzioni di analisi</i>	124
5.1.6	<i>Risultati dell'analisi</i>	127
5.1.7	<i>Conclusioni</i>	136
5.2	Formulazioni base del contatto	137
5.2.1	<i>Hertz contact</i>	139
5.3	Fattore di riduzione della resistenza a fatica di sfregamento in accoppiamenti interferenti	141
5.3.1	<i>Riassunto dell'articolo</i>	141
5.3.2	<i>Punti chiave</i>	142
5.4	Considerazioni sul lavoro di tesi	145

## **CAPITOLO 6    Accoppiamento interferente nel caso reale**

		<b>147</b>
6.1	Modellazione	147
6.2	Risultati FEM	149
6.2.1	<i>Modello 1</i>	149
6.2.2	<i>Modello 2</i>	150
6.2.3	<i>Confronto tra i modelli</i>	152
6.3	Submodeling	155
6.3.1	<i>Modellazione</i>	155

6.3.2	<i>Risultati analisi FEM</i>	157
6.4	Confronto risultati modelli in esame	160
6.5	Considerazioni sui risultati trovati	162
<b>CAPITOLO 7</b>	<b>Effetti tridimensionali sul generico accoppiamento forzato cilindrico di albero e mozzo</b>	<b>165</b>
7.1	Modellazione	165
	<i>7.1.1 Modello base</i>	<i>165</i>
	<i>7.1.2 Altri modelli</i>	<i>167</i>
7.2	Gusci spessi: richiami teorici	169
7.3	Path utilizzati	173
7.4	Risultati FEM	174
	<i>7.4.1 Path 1 e risultati teorici: confronto</i>	<i>174</i>
	<i>7.4.2 Path 2</i>	<i>183</i>
	<i>7.4.3 Path 3</i>	<i>188</i>
7.5	Effetti di bordo: risultati FEM	194
	<i>7.5.1 Path 4</i>	<i>194</i>
	<i>7.5.2 Confronto adimensionale tra i modelli</i>	<i>197</i>

7.6	Creazione modello analitico di riferimento	205
	7.6.1 <i>Scelta del modello di confronto</i>	205
	7.6.2 <i>Confronto col modello di riferimento</i>	209
	7.6.3 <i>Conclusioni</i>	214
7.7	Altri sviluppi	215
	7.7.1 <i>Nuovi modelli creati</i>	215
	7.7.2 <i>Modello 6</i>	216
	7.7.3 <i>Modello 7</i>	218
	7.7.4 <i>Modello 8</i>	220
	7.7.5 <i>Confronto nuovi modelli col modelli di riferimento</i>	223
	7.7.6 <i>Ulteriori confronti</i>	227
	7.7.7 <i>Confronti tra i coefficienti delle polinomiali</i>	237
7.8	Confronto relazioni numeriche	238
7.9	Commenti	239
<b>CAPITOLO 8</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>241</b>

<b>APPENDICE</b>	<b>245</b>
A.1 Disegni tecnici 2D dei rulli di partenza	246
A.2 Rappresentazione grafiche 3D	250
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>253</b>

# **INTRODUZIONE**

Il seguente lavoro di tesi è suddiviso in due parti.

Nella prima parte è presentato un caso aziendale che prevede la scelta tra due tipi di rullo utilizzato nel processo di laminazione a caldo dello Zinco: una delle soluzioni proposte è costituita da un rullo composto da un blocco unico, mentre la seconda è un rullo scanalato a cui è accoppiato, tramite interferenza, una camicia dello spessore di 25mm.

Le condizioni critiche riguardano la generazione di un abbassamento eccessivo in prossimità della mezzeria del rullo interessato dal processo di laminazione. Queste distorsioni sono dovute sia alla pressione di laminazione, sia ad eventuali distorsioni termiche provocate dall'alta temperatura dello Zinco fuso in ingresso (650°C).

Come dati in input sono date le proprietà del materiale con cui è realizzato il rullo e le condizioni operative di processo, cioè i carichi tensionali e termici.

Per effettuare lo studio vengono create geometrie semplificate: viene selezionato solamente la parte di interesse dello studio che corrisponde alla zona di laminazione; sfruttando le simmetrie trasversale e longitudinale è sufficiente lo studio di un quarto della sezione frontale del cilindro e di una lunghezza pari a metà di quella complessiva del rullo.

Tutte le semplificazioni adottate non dovranno comunque allontanare le condizioni studiate da quelle reali, pena risultati non attendibili.

Lo stesso ragionamento si applica per l'analisi termica: sarà sufficiente costruire una geometria avente due soli fori per rappresentare il fluido refrigerante in controcorrente. La lunghezza stavolta sarà completa del rullo così da riprodurre l'andamento delle temperature nella sua interezza.

In appendice sono riportati i disegni tecnici e le assonometrie di entrambi i rulli in esame.

La seconda sezione della tesi tratta l'accoppiamento interferente e i suoi effetti.

Si parte utilizzando la geometria nota del rullo accoppiato con interferenza alla camicia e si va a studiare il comportamento delle tensioni e delle deformazioni. Per verificare questa analisi si seguono le indicazioni raccolte nell'articolo *Finite element analysis and contact modelling, considerations of interference fits for fretting fatigue strength calculations* pubblicato nella rivista Elsevier dagli autori Frederic Lanoue, Aurelian Vadean e Bernard Sanschagrin.

Tramite l'utilizzo di Submodeling sarà verificata la bontà dei modelli reali creati, così da poter procedere con l'analisi teorica.

Una volta verificato questo punto, è possibile procedere con lo studio creando delle apposite geometrie generiche di accoppiamento tra albero e mozzo in cui si ha un accoppiamento interferente non passante: di interesse applicativo sono le tensioni che si vengono a creare alla fine dell'accoppiamento e le modalità di propagazione nel pezzo.

Si studieranno quindi le tensioni a bordo foro che vengono a crearsi nei modelli diversi a seconda del tipo di rapporto tra i diametri che sono di interesse pratico: diversi libri indicano in rapporti tra diametro esterno e interno in un range 1,4-2,5.

Questi modelli dovranno essere costruiti in modo che non vi siano eventuali disturbi provenienti dall'esterno.

L'obiettivo finale sarà di trovare una eventuale correlazione analitica sulla distribuzione di queste tensioni.

## **Capitolo 1**

# **CASO AZIENDALE E PROCESSO DI LAMINAZIONE**

## **1.1 OFFICINE MECCANICHE ZANETTI**



Le Officine Meccaniche Zanetti (OMZ) sono un complesso industriale che da quarant'anni opera nel settore delle lavorazioni meccaniche. E' un'azienda flessibile e altamente specializzata che si occupa di progettare e costruire:

- Macchine
- Gruppi assemblati
- Automazioni
- Singoli componenti

Questi prodotti vengono impiegati in diversi settori: l'industria siderurgica, navale, idroelettrica, petrolifera e le grandi opere strutturali.

L'azienda fu fondata nel 1967 da Otello Zocche, il quale già si occupava dei problemi legati allo sviluppo e all'innovazione di tale comparto produttivo. Per la sua lungimiranza fu insignito dall'allora Presidente della Repubblica Antonio Segni del titolo di Cavaliere nel 1961.

L'azienda si sviluppa su una superficie di 10.000 mq suddivisa in due aree ben distinte.

La linea guida dello spirito aziendale è fondata sui seguenti 3 concetti:

- Innovazione
- Precisione

- Qualità

Tutti i reparti sono dotati dei più moderni e sofisticati macchinari, i quali sono attrezzati con mezzi di sollevamento di diverse carature. Grazie a costanti e significativi investimenti, i reparti di Fresatura-Alesatura, Tornitura e Montaggio hanno raggiunto i più alti livelli di eccellenza tecnologica e produttiva.

Questo traguardo è stato dimostrato anche dalle lavorazioni di particolari di sempre maggiori dimensioni. L'azienda è certificata ISO 9002 dal 1999, ed è costantemente impegnata nell'innalzamento degli standard qualitativi per continuare a mantenere l'alto livello dei suoi prodotti con cui si è imposta sul mercato.

### *1.1.1 AMBITI DI LAVORO*

#### Navale

Linee d'assi, timoni, idrogetti, parti strutturali e funzionali di scafi, boccole di supporto sono solo alcuni dei particolari prodotti per il settore navale. Tra i partner si annoverano i più prestigiosi cantieri navali e produttori di sistemi di trasmissione del mondo. L'attività in questo settore comprende anche i collaudi con enti di registro, montaggio di sottogruppi e prove varie di funzionamento.



#### Siderurgia

Le OMZ sono da sempre partner dei maggiori gruppi siderurgici europei con produzione di particolari, attrezzature, gruppi, macchine ed impianti per la produzione di semilavorati in acciaio, alluminio, zinco, lavorazione lamiera e tubi.



Prodotti di particolare interesse sono gli impianti completi per la laminazione dell'alluminio, con particolare riferimento ai rulli caster e camicie in acciaio speciale.



### Energia

Il settore energetico, in sempre maggior fermento interessa tutti i reparti produttivi delle OMZ . La produzione comprende grossi alberi turbina per impianti idroelettrici e turbogas, alberi per generatori eolici, casse turbina e compressori per impianti a gas; infine rotori e statori per grossi motori e trasformatori elettrici.



### Opere Civili

In collaborazione con aziende leader del settore, le OMZ hanno realizzato sistemi idraulici di ritenzione, di sostegno e di movimentazione per ponti e paratie presenti in alcune delle più imponenti opere civili costruite dall'uomo. Si tratta di manufatti sempre di grandi dimensioni ai quali è demandata non solo la funzione di movimentare pesanti strutture, ma anche di garantire la sicurezza per la struttura stessa, per gli operatori e per i fruitori.



### Speciali

Oltre alla produzione di singoli componenti e prototipi o, in piccole serie, le OMZ sono in grado di realizzare, assemblare e collaudare gruppi assemblati da impiegare nella produzione di laminati in acciaio ed alluminio, impianti spianatura e di verniciatura. La consegna di tali gruppi è sempre preceduta da prove di funzionamento e di tenuta, oltre a collaudi completi in presenza degli utilizzatori finali, per poi finire con imballi speciali per trasporto via mare.



### Industria Produzione Carta



L'acquisizione di nuovi clienti ha permesso di entrare in nuovi segmenti di mercato, tra i quali quello di produzione della carta.

### ***1.1.2 STANDARD E QUALITA' AZIENDALE***

***La qualità è un concetto che abbraccia ogni fase del nostro processo produttivo***

Questa frase sintetizza il pensiero delle OMZ: la qualità è da sempre un fattore imprescindibile, sia per la complessità delle lavorazioni, sia come strumento indispensabile per migliorare le performance aziendali.

Proprio per questo, la qualità interessa ogni singola fase del processo produttivo ed è ottenuta grazie a più di 700 strumenti di controllo avanzati, costantemente verificati e certificati.

All'interno delle OMZ esiste una sala metrologica dedicata esclusivamente alla taratura e alla verifica degli strumenti di misura aziendali: questo dimostra l'importanza che viene data alla parola qualità.

L'azienda ha ottenuto la certificazione ISO 9001 per le lavorazioni meccaniche di precisione di particolari di media e grande dimensione destinati all'industria navale, siderurgica, metallurgica, energetica e all'impiantistica civile. Tale Certificazione è stata rilasciata da DNV (Det Norske Veritas), ovvero uno dei più importanti organismi di certificazione al mondo.

### ***1.1.3 RIFERIMENTI E CONTATTI***

Officine Meccaniche Zanetti srl

Via del Progresso, 40/42

36100

Vicenza (VI)

Italy

tel. +39.0444.566388

fax +39.0444.566983

[info@officinezanetti.it](mailto:info@officinezanetti.it)

## **1.2 PROCESSO DI LAMINAZIONE MEDIANTE L'USO DI RULLI**

Lo studio che si effettua sulla scelta tra due tipi di rulli di laminazione nasce dall'applicazione degli stessi all'interno di un macchinario che consente di effettuare la laminazione della lega di Zinco. Si trasforma il materiale allo stato liquido in forma di laminato allo stato solido.

Tale processo fa parte della categoria dei processi di laminazione continua e prende il nome di "Twin-roll casting".

### *1.2.1 MATERIALE LAVORATO: LEGA DI ZINCO*

#### *Il minerale di Zinco*

Lo Zinco esiste in natura principalmente sotto forma di solfuri complessi (blenda) o carbonati e silicati (calamine).

Nei minerali lo Zinco è generalmente associato a Piombo, Rame e Ferro ed in misura più ridotta ad Argento, Cadmio, Germanio e Indio. In media i minerali di Zinco, al momento dell'estrazione, hanno un contenuto di Zinco compreso tra il 4 ed il 20%.

Dopo l'estrazione, il minerale viene arricchito con un processo di flottazione: in questo modo la parte ricca di Zinco viene in superficie a mezzo di appositi siti reattivi, mentre la parte sterile rimane sul fondo. Si ottiene, in questo modo, un concentrato al 50-55% di Zinco pronto per il trattamento metallurgico.

#### *Produzione*

I processi industriali più utilizzati sono l'elettrolitico ed il termico.

Il processo elettrolitico è il più diffuso, e richiede dei concentrati con impurezza limitata. Le fasi di processo previste sono le seguenti:

- a. *Arrostimento*: questo step è effettuato sui concentrati per ossidare i solfuri in grandi forme. L'anidride solforosa prodotta viene trasformata nelle torri di catalisi in acido solforico che è un importante sottoprodotto
- b. *Lisciviazione*: in questa fase gli ossidi ottenuti vengono attaccati da una soluzione solforica che solubilizza lo Zinco, gli altri metalli e le impurezze che vi sono contenute
- c. *Purificazione ed elettrolisi*: questi passaggi servono a far separare le impurezze e recuperare i metalli associati (come il Cadmio), mentre la soluzione di solfato di Zinco viene inviata alle celle di elettrolisi nelle quali sono immersi catodi in Alluminio e anodi di Piombo. Per effetto del passaggio della corrente elettrica, lo Zinco si deposita sui catodi dove è successivamente staccato meccanicamente e fuso in lingotti con purezza fino al 99,995%

L'altro tipo di processo maggiormente in uso è quello termico: si parte ugualmente dall'arrostimento dei concentrati che vengono trasformati in ossidi agglomerati, finché si conferisce loro la durezza necessaria per essere utilizzati in altiforni del tipo Imperial Smelting. In questa fase è permesso il recupero dell'acido solforico.

Gli ossidi di Zinco vengono poi ridotti negli altiforni dall'ossido di carbonio prodotto dalla combustione del coke: lo Zinco, raggiunta una temperatura superiore al suo punto di ebollizione, viene trascinato nei fumi e captato da una pioggia di Piombo fuso. Con il successivo raffreddamento, per la differenza di peso specifico, lo Zinco si separa dal Piombo in uno strato superiore e si ottiene così lo Zinco d'opera, avente più dell'1% di impurezze (quali Pb e Cd).

La successiva raffinazione termica, effettuata per distillazione dello Zinco d'opera, permette, grazie ai differenti punti di ebollizione dei metalli residui, di separare lo Zinco dal Piombo e dal Cadmio.

Il passaggio successivo consiste in una seconda fusione, in cui le principali materie prime impiegate sono rappresentate da matte e ceneri di Zinco, rottami, scarti di fabbricazione, ritagli e vecchi laminati di Zinco. Attraverso una fusione termica si ottengono ossidi, polveri o lingotti di Zinco. Questi ultimi sono utilizzati principalmente nella produzione degli ottoni o nella zincatura a caldo dell'Acciaio.

### Caratteristiche dello Zinco

Nella seguente tabella vengono illustrate le principali caratteristiche chimico-fisiche dello Zinco.

<i>Descrizione</i>	<i>Unità di misura</i>	<i>Valore</i>
<i>Simbolo</i>		<i>Zn</i>
<i>numero atomico</i>		<i>30</i>
<i>Struttura Cristallina</i>		<i>Esagonale</i>
<i>Peso Atomico</i>	<i>uma</i>	<i>65,38</i>
<i>Peso Specifico</i>	<i>Kg/dm<sup>3</sup></i>	<i>7.14</i>
<i>Peso specifico liquido</i>	<i>Kg/dm<sup>3</sup></i>	<i>6.62</i>
<i>Punto di fusione</i>	<i>°C</i>	<i>419</i>
<i>Punto di ebollizione</i>	<i>°C</i>	<i>904</i>
<i>Calore specifico</i>	<i>J/g K</i>	<i>0.388</i>
<i>Calore di fusione</i>	<i>KJ/mol</i>	<i>7.322</i>
<i>Calore di vaporizzazione</i>	<i>KJ/mol</i>	<i>115.30</i>
<i>Resistività elettrica</i>	<i>μ Ω cm<sup>2</sup>/cm</i>	<i>6</i>

<i>Conducibilità termica</i>	<i>W/cmK</i>	<i>1.16</i>
<i>Coefficiente di dilatazione termica</i>	<i>10<sup>-6</sup>/°C</i>	<i>39.7</i>
<i>Modulo di elasticità</i>	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	<i>90.000</i>

Queste caratteristiche che contraddistinguono lo Zinco, consentono una sua ottima lavorabilità e saldabilità.

Altra proprietà interessante è la resistenza alla corrosione per effetto di agenti atmosferici, che permette l'abbattimento dei costi di manutenzione e di ripristino.

Non è trascurabile anche l'aspetto estetico, dal momento che viene sfruttato per valorizzare l'architettura degli edifici nei contesti più diversi.

Lo Zinco presenta il limite di ricristallizzazione a 300°C. Alla temperatura di 20°C assume una struttura a reticolo esagonale compatto ( $a_0 = 2,66$  nm;  $c_0 = 0,494$  nm). La sua resistenza a trazione si aggira sui 170 Mpa con un allungamento massimo del 40%.

Per quanto riguarda la composizione dello Zinco primario, la Norma UNI EN 1179 suggerisce i seguenti valori di composizione.

<i>Classificazioni e del tipo</i>	<i>Tenore nominale di zinco</i>	<i>1 Pb max</i>	<i>1 Cd max</i>	<i>1 Fe max</i>	<i>1 Sn max</i>	<i>1 Cu max</i>	<i>1 Al max</i>	<i>Tot elementi max</i>
<i>Z1</i>	<i>99.995</i>	<i>0.003</i>	<i>0.003</i>	<i>0.002</i>	<i>0.001</i>	<i>0.001</i>	<i>0.001</i>	<i>0.005</i>
<i>Z2</i>	<i>99.990</i>	<i>0.005</i>	<i>0.005</i>	<i>0.003</i>	<i>0.001</i>	<i>0.002</i>	<i>-</i>	<i>0.010</i>
<i>Z3</i>	<i>99.950</i>	<i>0.03</i>	<i>0.02</i>	<i>0.02</i>	<i>0.00</i>	<i>0.00</i>	<i>-</i>	<i>0.050</i>

		0	0	0	1	2		
Z4	99.500	0.45 0	0.05 0	0.05 0	-	-	-	0.500
Z5	98.500	1.40 0	0.05 0	0.05 0	-	-	-	1.500

Esposta all'aria umida, la superficie dello Zinco denota un fenomeno detto autopassivante. Questo fatto si ottiene per effetto della formazione di un sottilissimo strato di carbonato di calcio basico, il quale comporta una positiva resistenza alle sostanze organiche, agli idrocarburi ed anche all'acqua marina.

Tra gli elementi che costituiscono le principali impurezze nello Zinco, o che comunque si ritrovano nelle sue leghe, si ricorda il ferro, il quale è praticamente insolubile (0,003% a 420°C). Un altro elemento del tutto insolubile, invece, è il piombo: si presenta resistente alla combustione, alle fiamme libere e pure agli effetti dei raggi ultravioletti.

L'aspetto naturale del laminato di Zinco consiste in un colore grigio, lucido (per effetto della laminazione), omogeneo e brillante. Sotto l'azione degli agenti atmosferici, la superficie si ricopre dello strato protettivo che rimane stabile nel tempo: è per questo motivo che viene ad essere conferito un naturale invecchiamento, con gradevole aspetto estetico color grigio ardesia.

Tuttavia, il processo di ossidazione può cambiare in modo non uniforme le coordinate cromatiche della superficie: la conseguenza sono aree di differenti tonalità di grigio. Questo, comunque, è solo un processo transitorio, il quale va a concludersi con una colorazione omogenea su tutta la superficie. Il suo naturale aspetto può, comunque, essere variato grazie a specifici trattamenti superficiali.

### Impieghi

Il laminato di Zinco può avere diverse applicazioni, ma il campo di impiego principe è il settore dell'edilizia nel quale ha una lunghissima tradizione: a livello



europeo questo materiale è il più diffuso materiale non ferroso per copertura e rivestimento.

Oltre a laminati per l'edilizia, lo Zinco è impiegato in leghe per pressocolata, filo di Zinco per zincatura a spruzzo, zincatura a caldo, zincatura elettrolitica, vernici ricche di Zinco.

Per quanto riguarda il corpo umano, invece, lo Zinco, come il Ferro e il Rame, è un oligoelemento, quindi indispensabile per il normale funzionamento del corpo umano. Interviene nei processi del sistema immunitario, regola il funzionamento dei globuli rossi, interessa i meccanismi di crescita ed è presente negli organi riproduttivi.

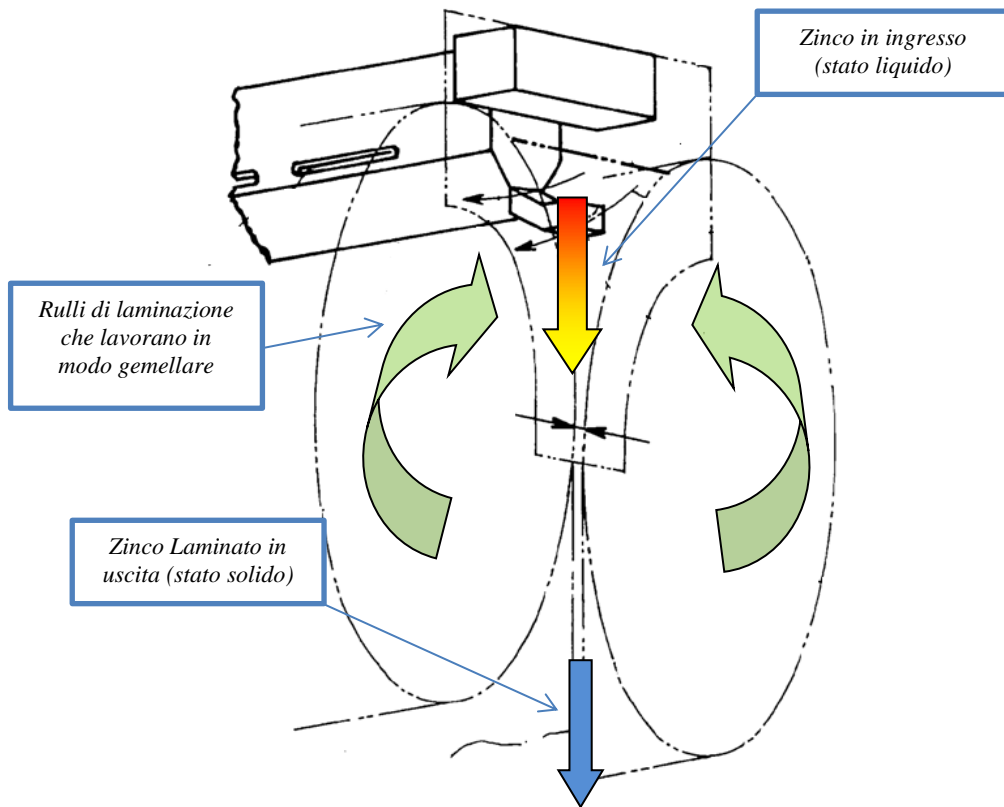
### *1.2.2 PROCESSO DI COLATA: TWIN-ROLL CASTING*

Come accennato in precedenza, i cilindri in esame sono impiegati in un impianto di colata continua dello Zinco "Twin-roll casting".

Questa tipologia di processo di colata è largamente impiegata nell'industria della produzione di laminati e di coil in lega leggera, in modo da ottenere, con tempi brevi e costi piuttosto contenuti, un prodotto di buona qualità. Il laminato, inoltre, non necessita ulteriori lavorazioni per raggiungere lo stato finale voluto (prodotto near net shape) ed il tutto è svolto in maniera continua.

Il processo prevede che il metallo, inizialmente liquido, solidifichi direttamente a contatto con i due cilindri di laminazione. Questi cilindri sono posti in rotazione opposta tra loro: con un opportuno sistema di raffreddamento, che comporta la solidificazione della lega e con la compressione dei cilindri sul metallo appena solidificato, si ottiene in un unico passaggio la laminazione della lega.

Il prodotto ottenuto è molto vicino alle specifiche di progetto finali.



*Figura 1.2.1: Rappresentazione schematica del processo Twin-roll casting*

Nella pratica sono presenti configurazioni diverse per quanto riguarda il contatto del liquido con la superficie del cilindro con l'immediata laminazione del prodotto stesso. Le configurazioni più comuni sono le seguenti e verranno illustrate nella figura successiva:

- Twin-roll caster orizzontale
- Twin-roll caster verticale
- Twin-roll caster inclinato
- Twin-roll caster verticale con caricamento del metallo liquido dal basso verso l'alto

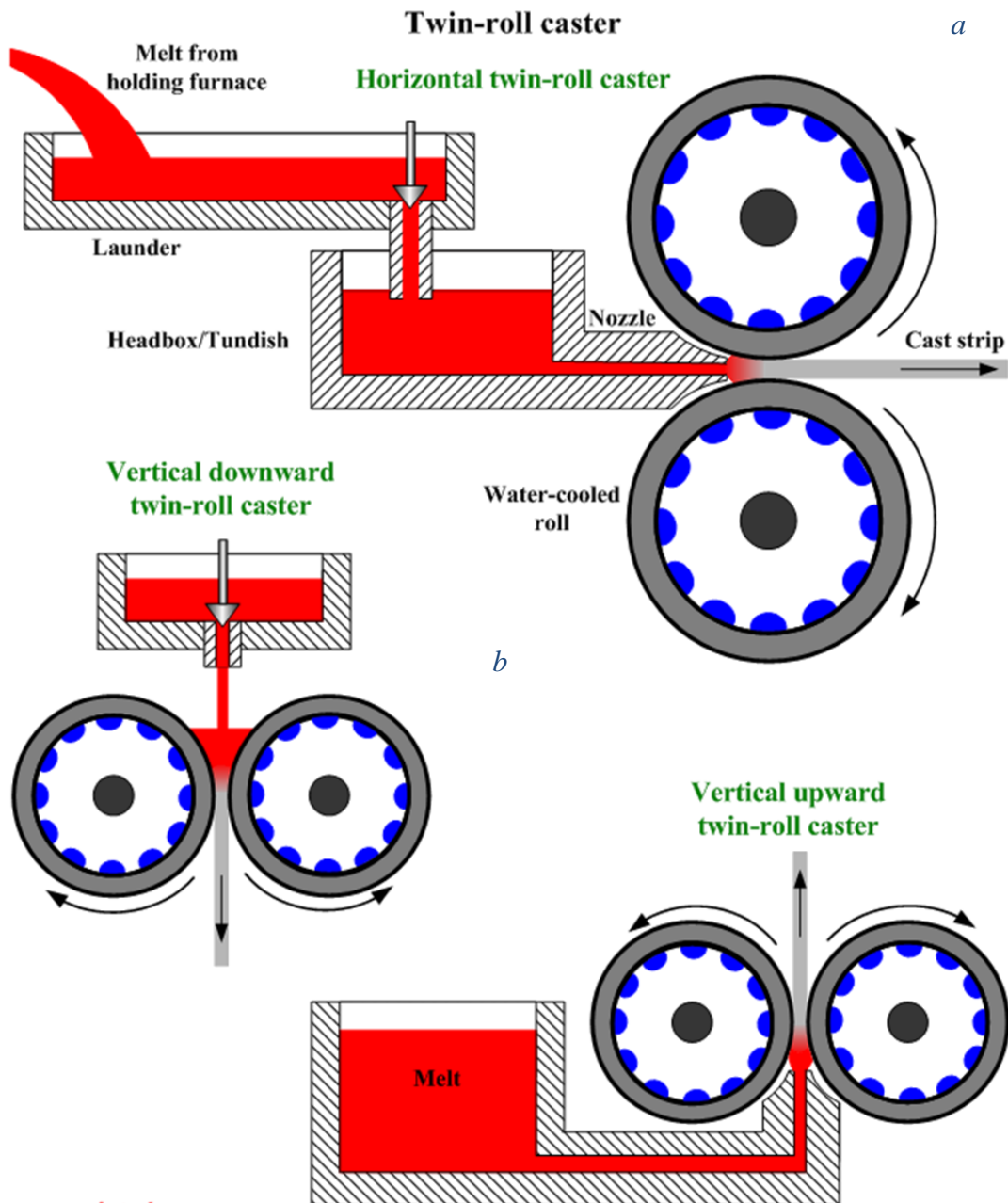
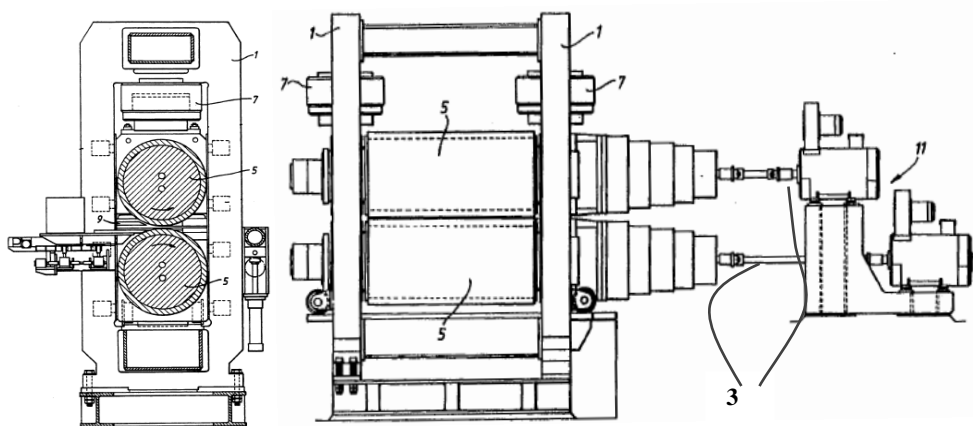


Figura 1.2.2: Rappresentazione di sistemi di laminazione: Twin-roll caster orizzontale (a), verticale (b) e verticale con alimentazione dal fondo (c)

L'elemento discriminante di un processo rispetto ad un altro è il metodo di alimentazione, in quanto sono influenzati direttamente gli sforzi del processo e la conseguente buona qualità del prodotto finito.



- 1: Struttura di sostegno
- 3: Alberi di trasmissione collegati tramite giunti cardanici
- 5: Rulli di laminazione
- 7: Smorzatori di compensazione
- 9: Ugello per il liquido in ingresso
- 11: Attuatori collegati ai rulli tramite alberi di trasmissione

*Figura 1.2.3: Schema semplificato di un laminatoio Twin-roll caster orizzontale*

Gli alberi di trasmissione sono essenziali al fine di trasferire la coppia dai motori ai cilindri di laminazione, ma allo stesso tempo rappresentano un punto critico del sistema: maggiore è il diametro dei cilindri, maggiore è l'angolo dei giunti cardanici in fase di lavoro.

Tali giunti presentano un limite all'escursione in fase di movimento, il quale limita i diametri dei cilindri che possono essere montati nel laminatoio.

Con un'analisi più accurata del fenomeno si nota che l'alimentazione del fuso influenza la dimensione della lamina in ingresso e, quindi, dell'angolo di laminazione. Questo angolo è un parametro fondamentale al fine di determinare la distribuzione degli sforzi e la conseguente deformazione dei cilindri in fase di utilizzo.

Nella figura successiva risulta chiaro come il metallo, allo stato liquido, appena esce dall'ugello viene a contatto direttamente con la superficie raffreddata dei cilindri.

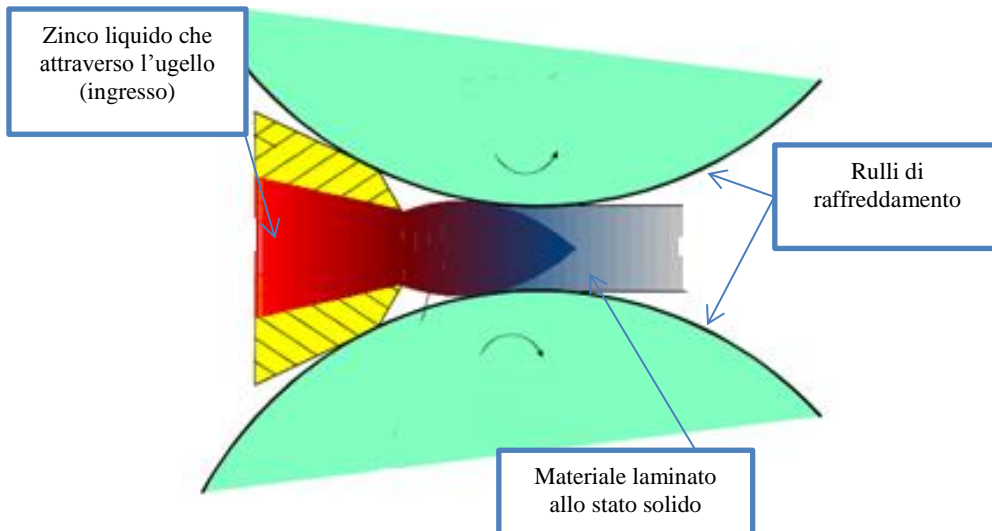
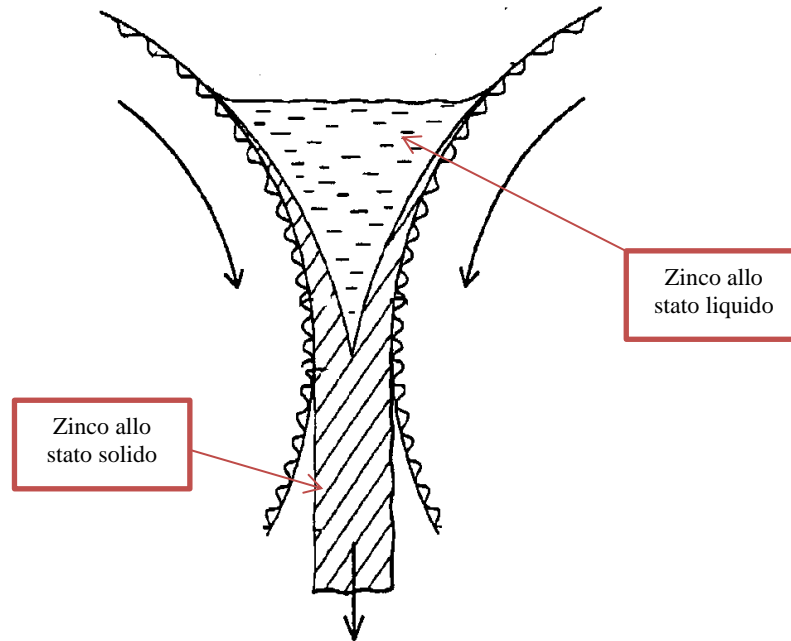


Figura 1.2.4: Processo di solidificazione in una soluzione ad alimentazione orizzontale

In questo modo il metallo solidifica molto rapidamente e viene immediatamente laminato: una semplificazione di ciò che avviene è rappresentata nella figura successiva.

In questo processo è fondamentale il valore del coefficiente di scambio termico: deve avere un valore adeguato, al fine di assicurare che il metallo arrivi già completamente solidificato nella zona di laminazione.

Nel caso in cui lo scambio termico non fosse sufficiente (l'asportazione del calore è sotto il limite minimo), si otterrebbe una lega di Zinco che arriva nella zona di laminazione presentando una frazione di liquido: in questo modo è compromessa la buona riuscita del processo e, quindi, del prodotto finale.



*Figura 1.2.5: Schematizzazione della solidificazione del fuso a contatto con i rulli*

Come visto prima il metallo solidifica immediatamente prima di arrivare nella zona di laminazione: fondamentale importanza è assunta dalla regolazione della quantità di lega da introdurre nei rulli di laminazione.

In base alla quantità di lega processata si ottiene lo spessore della lamina da processare: a parità di velocità di rotazione dei cilindri, un aumento della quantità di lega processata comporta un aumento del rapporto di laminazione. Ciò induce un aumento degli sforzi di laminazione e dell'angolo di laminazione. La conoscenza di tali valori è pertanto fondamentale al fine di rappresentare al meglio le condizioni operative del sistema.

Il vantaggio del processo di twin-roll casting, e più in generale dei processi di colata continua, è insito nella riduzione del numero delle operazioni da effettuare, con conseguente riduzione dei costi e un aumento dell'efficienza del processo. Il tutto si completa con una buona qualità del prodotto finito, simile alla forma finale desiderata.

Il processo relativo al caso oggetto dello studio segue gli stessi principi descritti in precedenza, ma con delle piccole differenze: la gabbia di laminazione non è in

posizione orizzontale ma è inclinata di 15° rispetto all'asse verticale, come è visibile nella figura seguente.

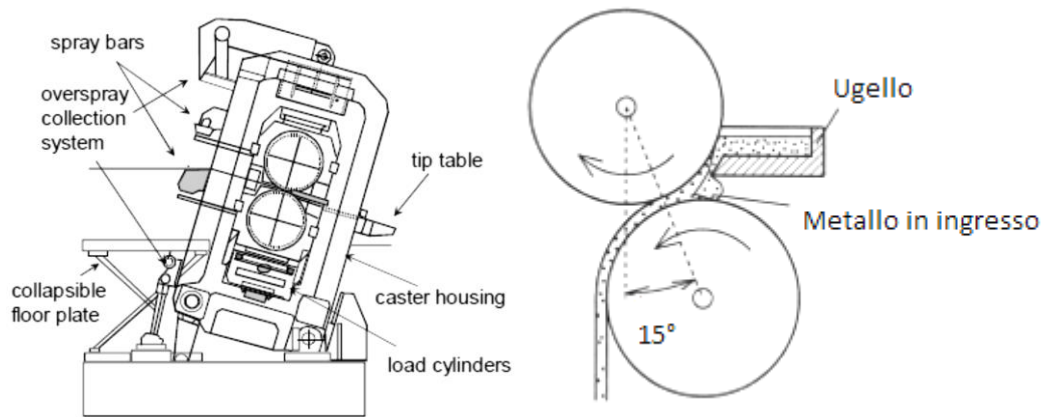


Figura 1.2.6: Particolare del processo di laminazione e schematizzazione della gabbia di laminazione inclinata

Con questa configurazione il metallo liquido giunge sulla superficie dei cilindri di laminazione con una minor turbolenza dello Zinco liquido, ottenendo un miglioramento del prodotto laminato dal punto di vista prettamente metallurgico: c'è una ridotta quantità di gas intrappolato nella lega solidificata e quindi di impurità, le quali potrebbero compromettere la struttura solidificata. La presenza di gas residuo è un fattore negativo poiché impedisce di effettuare eventuali trattamenti termici successivi.

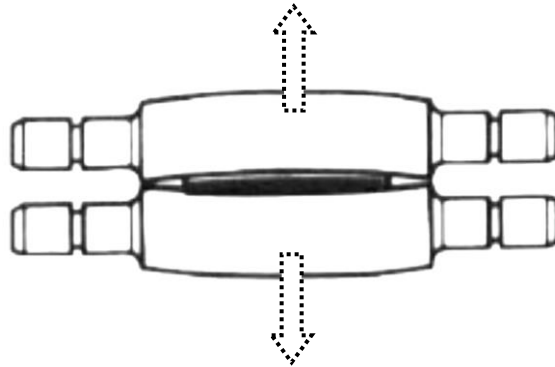
Per questa serie di motivi tale processo è largamente diffuso e preferito ad altre modalità di laminazione.

I fattori che influenzano maggiormente l'impiego di queste apparecchiature sono:

- Conformazione della gabbia di laminazione
- Dimensioni dei cilindri

In queste strumentazioni, il problema maggiore è di rispettare le tolleranze dimensionali imposte e volute nel laminato finale, in particolare se richieste da normativa.

Ciò che influisce maggiormente su tale fenomeno è la rigidità dell'insieme gabbia-cilindri di laminazione. Nella figura successiva viene riportato lo schema, non in scala, della deformata relativa ai carichi di flessione dei cilindri in corso d'opera.



*Figura 1.2.7: Rappresentazione della deformazione dei cilindri di laminazione in fase di lavorazione*

Al fine di ridurre la freccia della deformazione dovuta al momento flettente vengono impiegati dei contro rulli: il loro compito è quello di sorreggere e limitare lo spostamento dei rulli di laminazione.

Vengono impiegati assieme ai contro rulli, anche tre elementi di contropinta che permettono di regolare lo sforzo, e di conseguenza lo spostamento dei cilindri durante la fase di lavoro.

Tuttavia, i cilindri di spinta non hanno alcuna funzione strutturale a causa dell'esiguo diametro degli stessi: la loro funzione primaria, infatti, è quella di fare esclusivamente da ponte tra il sistema di contropinta ed i cilindri di laminazione veri e propri.



### 1.2.3 PROCESSO DI LAMINAZIONE

Si va ora a spiegare in modo dettagliato il processo relativo al processo di laminazione vero e proprio. In un processo di laminazione standard sono generalmente noti:

- Spessore della lamina ( $H$ )
- Riduzione dello spessore della lamina

Tramite la conoscenza dei dati sopracitati, è possibile ricavare gli angoli di laminazione e le pressioni di laminazione.

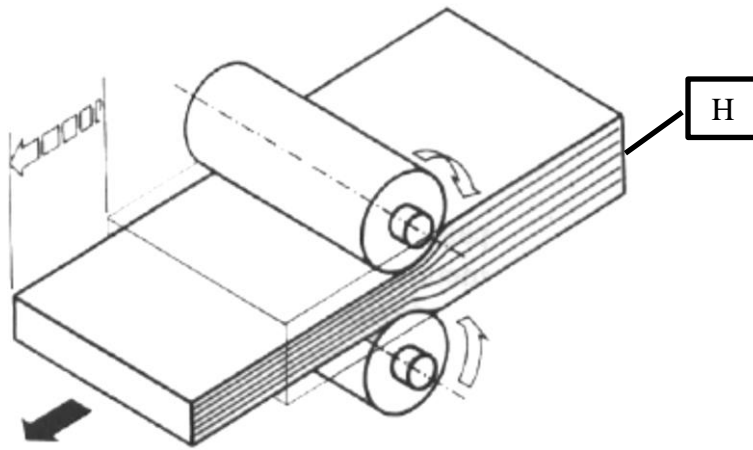


Figura 1.2.8: Rappresentazione semplificata del processo di laminazione

In letteratura non si è pienamente a conoscenza delle condizioni operative del “Twin-roll casting”, in particolare lo spessore iniziale  $H$  della lamina non è noto.

Il metallo, inizialmente liquido, non ha uno spessore quantificabile: solidifica progressivamente nella zona di laminazione, all’interno della quale c’è presenza concomitante di metallo solido e di metallo liquido.

Nel caso studiato si è a conoscenza del fatto che il metallo arriva nella zona di laminazione già completamente solidificato, ma non è noto lo spessore della lamina solidificata a contatto con il cilindro prima di essere laminata. Questo dato è importante per valutare l’arco di contatto e per determinare la pressione agente nella zona di lavoro.

L'andamento della pressione che si sviluppa lungo l'arco di laminazione presenta un valore crescente che raggiunge un massimo in corrispondenza del cosiddetto "punto neutro di laminazione". Questo fatto è evidenziato nella seguente figura.

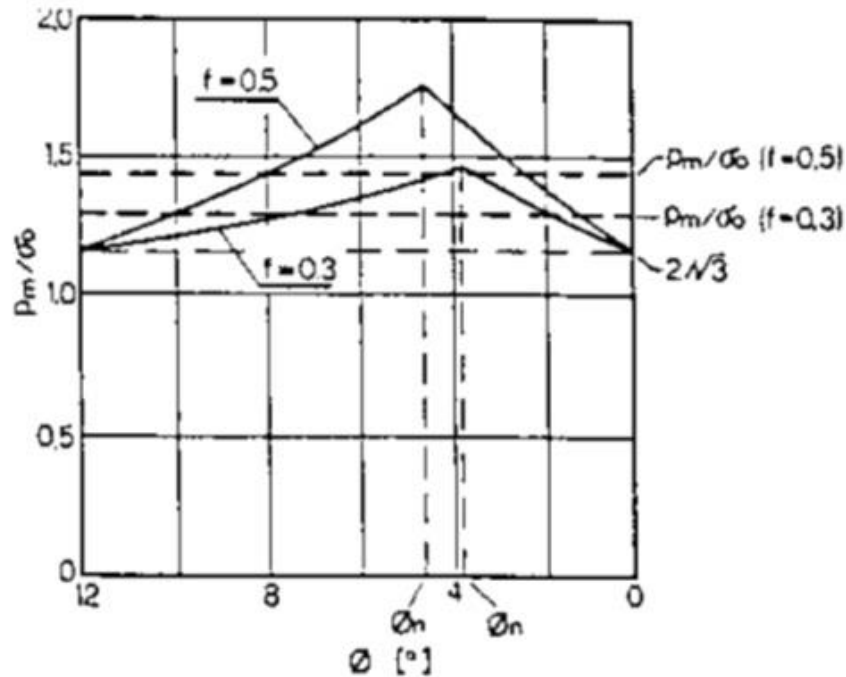


Figura 1.2.9: Andamento delle tensioni lungo l'arco di contatto tra laminato e cilindro

Nel caso in esame, però, non è possibile ricondursi al profilo reale di pressione a causa della mancanza dei dati operativi: per le analisi verrà perciò utilizzata una pressione media agente lungo l'arco di contatto tra il materiale laminato ed i cilindri di laminazione.

Per effettuare il calcolo della pressione di laminazione  $P_m$  si utilizza il seguente schema illustrato in figura.

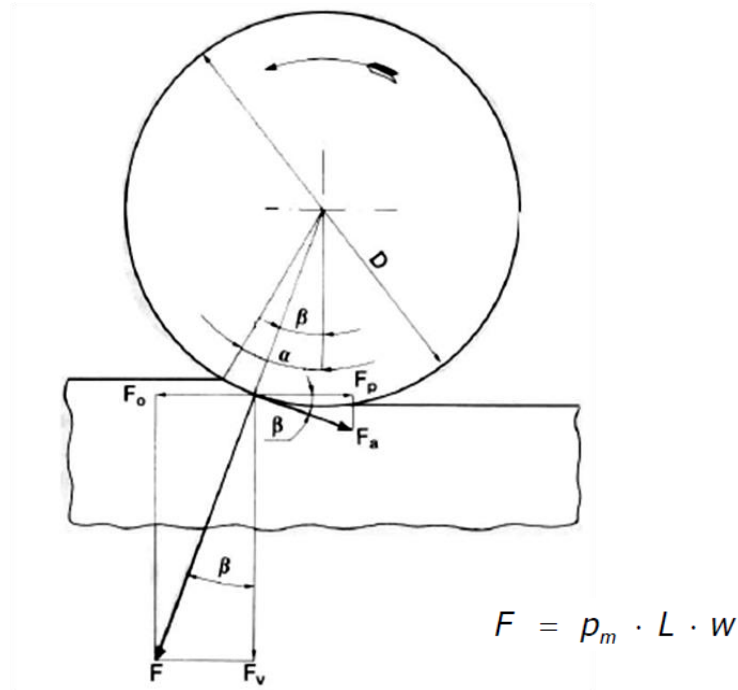


Figura 1.2.10: Schema utilizzato per il calcolo della pressione media  $P_m$ .

$$P_m = \frac{F}{L * W}$$

Si ricava la lunghezza dell'arco di contatto:

$$L = \frac{\alpha * \pi * D / 2}{180}$$

I fattori utili al calcolo in questa espressione sono:

- F: forza complessiva agente sui cilindri
- L: lunghezza arco di contatto
- W: larghezza laminato
- $W_0$ : larghezza tavola
- D: diametro del rullo
- $\alpha$ : angolo di laminazione

Si può ora stimare il valore dell'angolo di laminazione utilizzando la seguente schematizzazione.

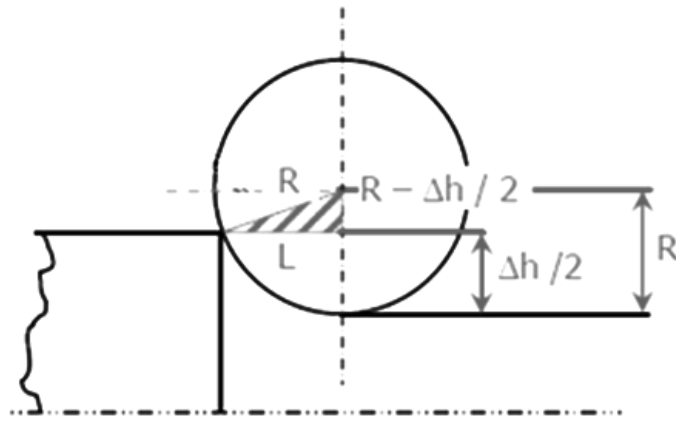


Figura 1.2.11: Rappresentazione utilizzata per il calcolo dell'angolo  $\alpha$

E' possibile assumere come lunghezza dell'arco:

$$L = \sqrt{R^2 - \left(R - \frac{\Delta h}{2}\right)^2}$$

Semplificando si trova che:

$$L \cong \sqrt{R * \Delta h}$$

Risulta ora possibile ricavare il valore dell'angolo di laminazione  $\alpha$ :

$$\tan \alpha \cong \frac{L}{R}$$

Utilizzando la precedente semplificazione di L risulta infine:

$$\tan \alpha \cong \frac{\sqrt{R * \Delta h}}{R}$$

In questa formula il valore di  $\Delta h$  corrisponde alla quota di riduzione dello spessore, mentre L rappresenta la lunghezza derivante dalla proiezione dell'arco di contatto sull'asse di laminazione.

### 1.2.4 RULLI DA STUDIARE E PROBLEMATICHE DA AFFRONTARE

Il caso aziendale trattato in questa tesi riguarda la scelta tra due tipi di rulli di laminazione: uno costituito da un blocco unico ed uno da un rullo accoppiato tramite interferenza ad una camicia esterna.

Dapprima saranno esposti i due tipi di rullo, dopodiché si procederà alla creazione di modelli in ambiente FEM tramite il programma Ansys: attraverso lo studio delle condizioni operative e dei vincoli che il componente dovrà rispettare, si sarà in grado di operare un confronto tra le due soluzioni e quindi scegliere il modello più consono a questo tipo di applicazione.

Di seguito vengono rappresentati in modo semplificato le sezioni longitudinali dei due rulli considerati nello studio.

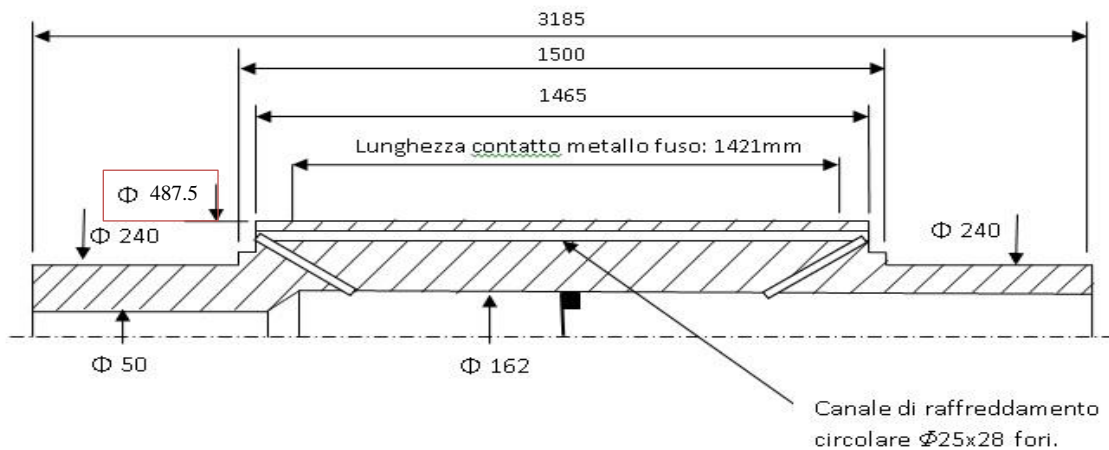
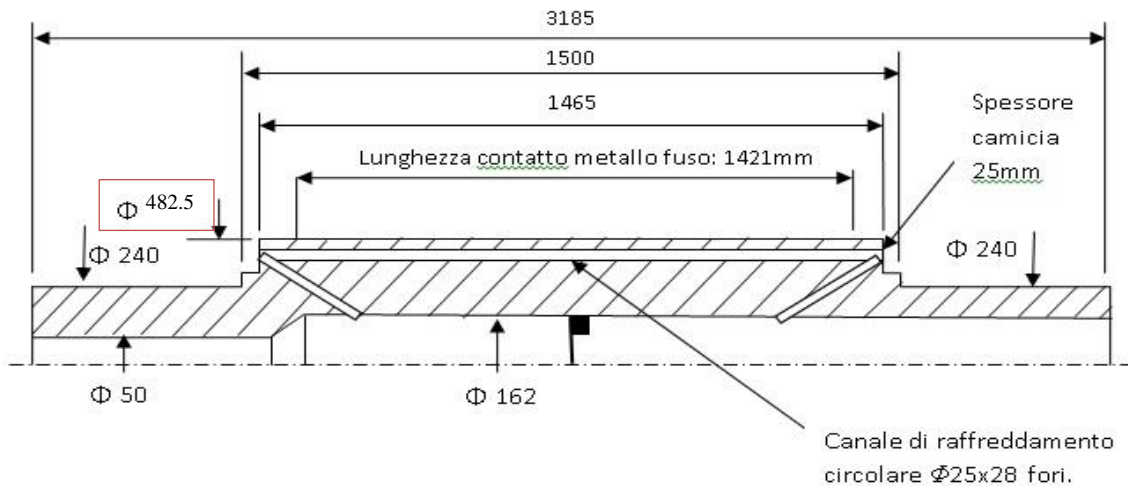


Figura 1.2.12: Rappresentazione semplificata della sezione longitudinale del rullo costituito da blocco unico



*Figura 1.2.13: Rappresentazione semplificata della sezione longitudinale del rullo con camicia*

In appendice sono riportati i disegni CAD 2D di entrambi i progetti.

Sono presenti i seguenti dati per il raffreddamento e la laminazione dello Zinco:

- Lunghezza utile: 1421 mm, in entrambi i casi
- Diametro esterno: 482,5 mm per la soluzione con camicia, 487,5mm per la soluzione in blocco unico
- Dimensione massima rulli: 3185 mm
- Canali di raffreddamento: 28, in entrambi i casi

Il raffreddamento avviene per effetto del passaggio di acqua all'interno di 28 canali che si estendono longitudinalmente. Il fluido deve rispettare le specifiche imposte al fine di evitare effetti di sporcamento da deposito calcareo e di corrosione, pertanto deve essere opportunamente trattato prima di essere inviato ai canali. Importante, ai fini della modellazione successiva, è il fatto che il passaggio del liquido delle cave è in controcorrente tra una cava e quella adiacente.

### 1.2.5 MATERIALE DI COSTRUZIONE DEI RULLI

In entrambe le soluzioni, il materiale impiegato è l'acciaio 80CrMoV12: si tratta di un acciaio legato, prodotto da una terza azienda su specifiche richieste delle OMZ.

Il cilindro è fucinato in acciaio 80CrMoV12, elaborato in forno elettrico e dargasato in ambiente sotto vuoto. Esso subisce successivamente un trattamento termico di tempra mediante riscaldamento a 860°C per una durata totale di 10 ore. Questa temperatura viene raggiunta tramite un riscaldamento ad intervalli di 50°C ogni ora. Infine viene fatto seguire un raffreddamento repentino.

L'abbassamento della temperatura avviene con immersione del pezzo in un fluido sintetico composto da acqua e prodotti organici ad alto peso molecolare (polimeri). La drasticità di tempra, con soluzione al 35%, è appena superiore a quella dell'olio: questo permette di trattare una grande gamma di acciai, senza rischi di rotture precoci. Questo tipo di bagni sono sempre più una soluzione all'uso dell'olio da tempra, che è più inquinante e costoso rispetto a questa soluzione innovativa.

Per concludere i trattamenti vengono eseguiti due rinvenimenti: il primo a 610°C, mentre il secondo a 600°C. Entrambi hanno una durata di 20 ore, seguiti da un raffreddamento in aria.

La composizione e la percentuale degli elementi presenti nell'acciaio sono espressi nella tabella seguente.

<b><i>C%</i></b>	<b><i>Si%</i></b>	<b><i>Mn%</i></b>	<b><i>S%</i></b>
<i>0.83</i>	<i>0.33</i>	<i>0.39</i>	<i>0.003</i>
<b><i>P%</i></b>	<b><i>Cr%</i></b>	<b><i>Ni%</i></b>	<b><i>Mo%</i></b>
<i>0.011</i>	<i>3.5</i>	<i>0.48</i>	<i>0.29</i>
<b><i>V%</i></b>	<b><i>Al%</i></b>	<b><i>Cu%</i></b>	<b><i>Sn%</i></b>
<i>0.087</i>	<i>0.007</i>	<i>0.12</i>	<i>0.007</i>

Le caratteristiche resistenziali meccaniche rilevate sono riportate nella tabella successiva.

<i>R<sub>s 0.2%</sub> (MPa)</i>	<i>R<sub>r</sub> (MPa)</i>	<i>A<sub>r</sub> %</i>	<i>E (MPa)</i>	<i>KV<sub>20°</sub> (J)</i>
1100	1400	15	215'000	25

Il trattamento termico conferisce una durezza superficiale dichiarata dall'azienda di 56-59 HRC. Bisogna considerare che nel corso delle operazioni di laminazione il rullo è a contatto con lo zinco alla temperatura di oltre 600°C: in entrambi i casi il rullo è sotto un continuo ciclo di riscaldamento-raffreddamento che nel tempo modifica la microstruttura e la durezza stessa del materiale.

Un processo di indurimento superficiale, più o meno profondo, comporta un sicuro vantaggio della resistenza all'usura, senza però contribuire ad eventuali diminuzioni della freccia, dovuta all'effetto flessionale al quale è sottoposto il rullo in fase di laminazione.

### *1.2.6 CONDIZIONI OPERATIVE*

Come condizioni operative di processo, per effettuare un confronto tra le due soluzioni, si utilizzano i valori precedentemente forniti dall'azienda che si possono ricavare nella tesi di Nicola Pornaro del 2011.

I parametri utilizzati sono i seguenti:

- Velocità periferica dei cilindri: 0.70 m/min
- Temperatura del metallo fuso a contatto con il rullo: 650°C
- Temperatura in uscita del nastro di Zinco allo stato solido: 300°C circa
- Si può considerare una sollecitazione di pressione per una ridotta sezione nel contatto tra cilindro e zinco con una pressione operativa di 140÷150 MPa (480 tonnellate circa)



- Pressione idraulica nel circuito dei cilindri di sostegno di 150 bar

Si considera inoltre che:

- In entrambi i casi di funzionamento si registra un momento torcente approssimato a 3370 Nm (dato riportato a progetto)
- In fase di avviamento si registrano carichi sui cilindri di 1,3 volte superiori rispetto ai carichi nominali

Tra i dati in possesso non si dispone del rapporto di laminazione e dell'angolo di laminazione, valori necessari al fine di valutare, nel migliore dei modi, le condizioni operative in cui operano abitualmente i cilindri.

Non è inoltre nota la storia dei carichi che agiscono sui cilindri durante la vita operativa: vista la variabilità con cui avviene l'utilizzo dell'impianto, conoscere la storia dei carichi è sicuramente utile al fine di comprendere se la durata del cilindro è verificabile effettuando delle analisi matematiche oppure se sono presenti ulteriori discrepanze che mettono a nudo anomalie non considerate.

Lo spessore della lamina in ingresso si può approssimare pari a circa 7 mm e di valore costante, mentre lo spessore minimo prodotto è di 0.5 mm.

Con tali dati è possibile stimare ora l'angolo di laminazione  $\alpha$  tramite:

$$\alpha = \arctan \frac{\sqrt{\frac{D}{2} * (H - h)}}{D/2}$$

Per i casi in esame si hanno:

- $\alpha = \arctan \frac{\sqrt{241.25*6.5}}{241.25} = 9.32^\circ \rightarrow \alpha \approx 10^\circ$  per rullo con camicia
- $\alpha = \arctan \frac{\sqrt{243.75*6.5}}{243.75} = 9.27^\circ \rightarrow \alpha \approx 10^\circ$  per rullo in blocco unico

In entrambi i casi, l'angolo di laminazione si può approssimare quindi a  $10^\circ$ .

Per le analisi di deformabilità della struttura in fase di lavoro, si va ad implementare nel codice agli elementi finiti un valore dell'angolo di laminazione

$\alpha$  ridotto: si rappresenta così una condizione di laminazione critica tipica degli spessori ridotti.

La laminazione di nastri di ridotto spessore, infatti, richiede che siano rispettate delle tolleranze più restrittive e difficili da ottenere: queste rappresentano le cause maggiori di problemi in fase di set-up e di lavorazione continua.

Al fine di valutare la rigidità del sistema si considera un angolo di laminazione  $\alpha$  di  $10^\circ$  o di  $5^\circ$ , poiché non è di fondamentale importanza in questa fase, cosicché il carico complessivo rimane inalterato.

Discorso diverso si ha entrando nell'ambito dell'analisi tensionale: questo valore è importante e non aleatorio, e va ad influenzare direttamente il valore della tensione massima.

Per tutte queste considerazioni fatte, si adotta una misura di  $8^\circ$  per l'angolo di laminazione.

## **1.3 COMPORTAMENTO DEL RULLO IN ESERCIZIO**

### ***1.3.1 PRESSIONE INDOTTA DAL PROCESSO DI LAMINAZIONE***

Tenendo presenti le considerazioni esposte in precedenza, si considera che la pressione di laminazione agisca sulla superficie del rullo (e quindi della camicia nell'altro caso), con un'estensione angolare di circa  $10^\circ$  per tutta la larghezza utile di lavoro (1421 mm).

Dal punto di vista della deformata dovuta all'effetto flessionale, se il carico si distribuisce su una superficie estesa con un angolo di  $10^\circ$ , o con qualsiasi altro angolo, non va a variare in alcun modo il comportamento a flessione dell'assemblato: vi è influenza solo sullo stato tensionale.

Si prevede anche che la deformata rispecchi il caso di una trave appoggiata non incastrata, poiché nella gabbia di laminazione le deformazioni assiali dovute al

riscaldamento sono libere alle estremità: su di esse agisce un carico uniformemente distribuito per l'intera lunghezza libera.

Al fine di valutare la rigidità della struttura sollecitata a flessione è necessario determinare la pressione agente sulla stessa: questo diventa possibile mediante il calcolo della superficie di lavoro e conoscendo il carico applicato.

Altro importante fattore è capire come si comporta il macchinario nella sua fase di avviamento: questo esercita sul rullo una pressione extra del 30% rispetto alle condizioni di lavoro nominali, portando allo sviluppo di tensioni considerevoli da tenere sotto osservazione.

Per il calcolo della pressione si applica:

$$P = \frac{F}{l * \frac{\alpha * \pi}{180} * \frac{D}{2}}$$

Valori caratteristici di questa formulazione sono:

- $l$  = larghezza utile del rullo (1440 mm)
- $\alpha$  = angolo di pressione ( $\cong 10^\circ$ )
- $D$  = diametro del rullo (487,5 mm e 482,5 mm)
- $F$  = carico agente sul rullo per effetto della laminazione (N)

Nella seguente figura si ha una rappresentazione dei dati in uso.

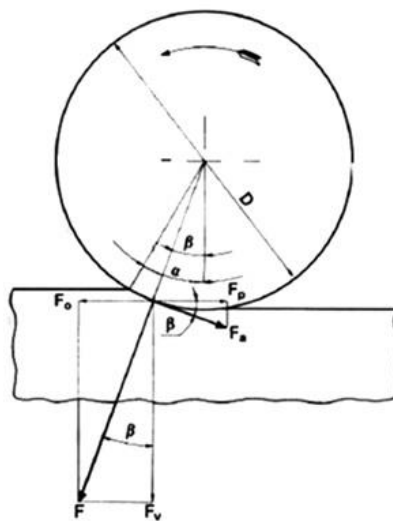


Figura 1.3.1: Angoli e forze caratteristici del processo di laminazione

Dal calcolo delle condizioni operative si è ottenuto un angolo di pressione  $\alpha \cong 10^\circ$  per entrambe le alternative.

Al fine di porsi in condizioni di sicurezza, le pressioni sono state calcolate considerando un angolo di laminazione  $\alpha$  di  $8^\circ$ : in questo modo sono presenti pressioni maggiori rispetto alla realtà, di conseguenza condizioni più gravose per il rullo. Questo è un fenomeno tipico di quando ci si imbatte nella laminazione di spessori di laminati particolarmente ridotti.

Con tale ampiezza si ha che l'arco di contatto è:

- 34,17mm per la soluzione di rullo in blocco unico
- 33,68mm per la soluzione di rullo con camicia

Il confronto si esegue a parità di pressione applicata: si sceglie il diametro esterno maggiore (487,5 mm appartenente al rullo costituito da blocco unico) e si va a moltiplicare per la lunghezza utile di 1440 mm.

Si ottiene quindi una superficie sottoposta a pressione pari  $702.000 \text{ mm}^2$ .

Partendo ora dalle condizioni di carico operative inizialmente note, si determina una pressione di laminazione pari a circa 138 MPa.

Questo valore di pressione sarà utilizzato d'ora in avanti come mezzo di confronto tra le due soluzioni.

Nel modello FEM che sarà utilizzato per il calcolo termico, la lunghezza su cui si esegue l'analisi termica è 1400 mm, non 1440 mm. Tale approssimazione è valida dato che, in condizioni operative, non è sfruttata per intero la lunghezza del rullo. Lo Zinco, in fase di laminazione, appena arriva a contatto con il rullo allo stato fuso, è a rischio uscita per quanto riguarda la lunghezza utile: un'eventualità del genere comprometterebbe in modo negativo la qualità del prodotto laminato.

L'assunzione di questa semplificazione può quindi rivelarsi rischiosa visto che comporta una sottostima della deformata a flessione della struttura.

In ogni caso le analisi numeriche rispecchiano pienamente le condizioni reali e si possono considerare attendibili grazie alle scelte cautelative effettuate in precedenza.

### 1.3.2 EFFETTI DEL RULLO DI CONTROSPINTA

Conoscendo globalmente le condizioni operative, è possibile creare il modello per entrambi i casi da studiare. Ognuno dei due rulli risente della pressione imposta per eseguire il processo di laminazione dello Zinco. E' presente inoltre un contro rullo, uno per ogni modello, quindi due nella struttura. Il compito principale di questi ultimi è di contenere l'effetto di deformazione in fase operativa.

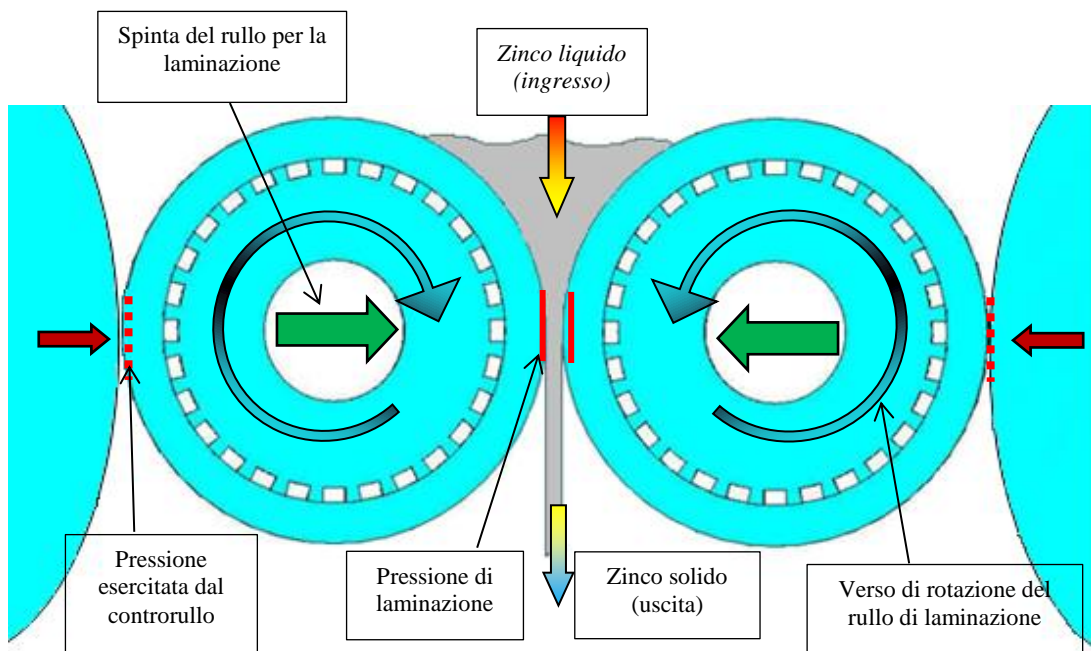


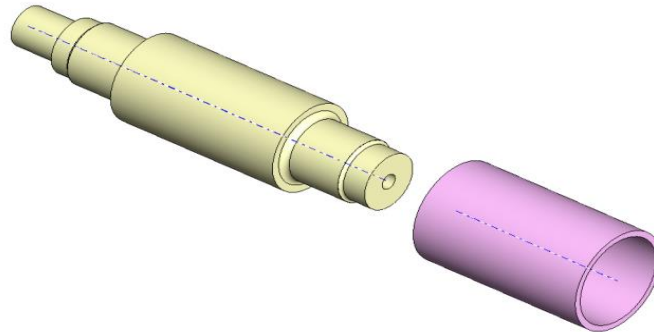
Figura 1.3.2: Rappresentazione schematica del processo di laminazione con la presenza di contro rulli

La pressione in fase di esercizio e la superficie sulla quale questa agisce sono note: non è comunque nota la pressione che esercitano i contro rulli sulle rispettive camicie accoppiate, pur sapendo che il loro diametro è di 100 mm.

### *1.3.3 CASO DI ACCOPPIAMENTO INTERFERENTE*

Questo caso è presente nella soluzione proposta di rullo con camicia: in questo esempio è presente infatti un accoppiamento interferente.

La prima analisi tensionale effettuata mediante l'utilizzo del programma di simulazione FEM Ansys, pone lo studio delle tensioni in due passaggi: nel primo le tensioni create dal solo effetto di accoppiamento per interferenza tra albero e camicia esterna; mentre nel secondo è applicata anche la pressione di laminazione.



*Figura 1.3.3: Vista assometrica in cui sono schematizzati gli elementi presenti nell'accoppiamento*

Per questo caso sono creati due modelli: in uno è presente l'accoppiamento interferente (Modello 2) ed uno semplificato dal minore peso computazionale (Modello 3), in cui non è presente l'accoppiamento.

Nel modello avente l'interferenza si utilizzano le opzioni del pannello *Contact Wizard* in Ansys per poter effettuare questo tipo di analisi non lineare. Come si vedrà nei paragrafi successivi, anche nel caso di accoppiamento il parametro di confronto è la tensione principale di direzione 1: in ogni modello trattato, questa tensione mette difatti in evidenza i valori più critici.

Nella figura successiva è rappresentata in assometria la zona dell'accoppiamento rullo con camicia.

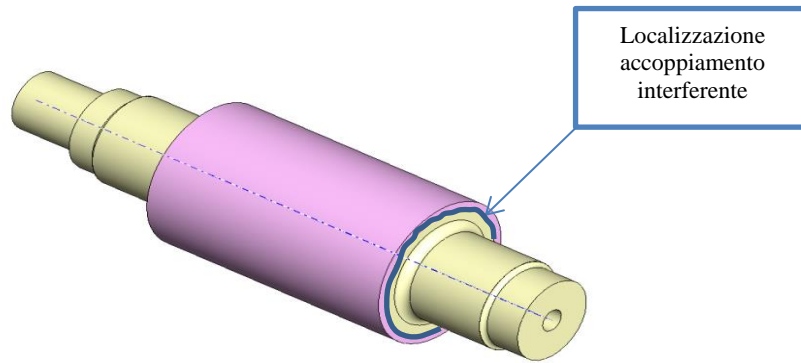


Figura 1.3.4: Vista in assonometria dell'accoppiamento rullo-camicia

#### ***1.3.4 PROBLEMA DEL MOMENTO TORCENTE INDOTTO***

Questo tipo di problema è presente soprattutto nella soluzione di rullo con camicia: si vengono a creare delle zone pericolose di concentrazione di tensione a causa degli spigoli presenti alla base delle scanalature. Si tratta comunque di un problema meno impegnativo rispetto alla soluzione del blocco unico in cui invece delle cave si hanno dei fori.

Il primo fattore di cui tenere conto è che il moto rotatorio del rullo permette alla camicia (elemento esterno) di eseguire la laminazione dello Zinco. Come visto in precedenza, gli attuatori mettono in rotazione gli alberi, i quali a loro volta trascinano la camicia che è solidale ad esso per mezzo dell'accoppiamento interferente. E' quindi necessario effettuare il calcolo della pressione sulla superficie interna che nasce dal contatto interferente: successivamente si ricava il momento torcente trasmissibile a seconda dell'entità di quest'ultima in base alla configurazione scelta.

Le dimensioni indispensabili al calcolo della pressione che si instaura nel contatto tra albero interno e camicia esterna sono riportate in tabella e schematizzate nella figura successiva.

Diametro nominale $d$ ( $\sim d_a \sim d_f$ )	Lunghezza contatto $L$	Diametro esterno $D$	Diametro reale foro $d_f$	Diametro reale albero $d_a$	Interferenza diametrale $i$ ( $= d_a - d_f$ )
432,5 mm	1410 mm	482,5 mm	432 mm	432,5 mm	0,5 mm

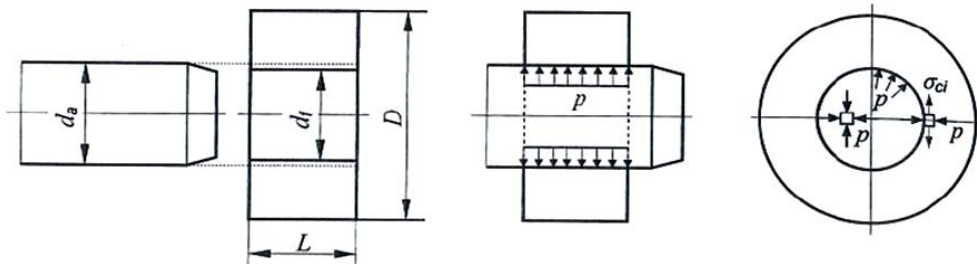


Figura 1.3.5: Rappresentazione schematica dell'interferenza nell'accoppiamento albero-camicia

E' evidente che l'albero non presenterà tutta la superficie a contatto con la camicia, ma solamente i denti ottenuti tramite scanalatura longitudinale: sono queste le zone dell'albero su cui verrà posta l'attenzione principale nel calcolo del momento torcente ammissibile.

Per eseguire il calcolo del momento torcente massimo si tiene presente il materiale con cui è costituito l'albero, ossia 80CrMoV12: questo è un acciaio caratterizzato da un valore di modulo elastico  $E$  pari a 215.000 MPa.

La pressione sul bordo dell'albero, che sarà di tipo idrostatico, è calcolata attraverso l'equazione seguente:

$$P = E * \frac{i}{d} * \frac{1 - (d/D)^2}{2}$$

Al fine di calcolare il momento torcente si utilizza un coefficiente di attrito tra albero e camicia del valore di 0.3 ( $f$ ) poiché è un caso di accoppiamento di acciaio con acciaio.



Va tenuto presente però che in letteratura questo valore è 0.4: si considera che la presenza dell'acqua di raffreddamento tra le cave potrebbe avere l'effetto di lubrificare, anche solo parzialmente, le superfici di contatto. Per questo motivo si è deciso di operare in favore di sicurezza, abbassando il coefficiente di attrito a 0.3.

Pertanto, la pressione che si genera all'interfaccia per effetto dell'accoppiamento tra albero e camicia ha un valore di 24 MPa.

A questo punto, conoscendo questa pressione, è possibile effettuare il calcolo del momento torcente massimo trasmissibile per attrito.

Si ricorda che l'albero non ha tutta la superficie a contatto con la camicia: solo alcuni intervalli della corona, che sorgono con le scanalature realizzate per fresatura, vengono interessate.

Nella figura successiva è evidenziata questa particolarità.



Figura 1.3.6: Dettaglio dell'arco di contatto tra albero e camicia

La formula estesa corrispondente al calcolo del momento torcente è la seguente:

$$M_t = \frac{Arco * L * f * P * d}{2}$$

Conoscendo l'apertura angolare di ogni arco ed il suo corrispondente posizionamento diametrale, è possibile calcolarne l'estensione.

Un arco corrisponde a 0,14 radianti: tale valore si moltiplica per il raggio di contatto  $r=216,25$  mm, e si ottiene una misura della lunghezza di contatto pari a 15,1 mm.

A questo punto, noti i valori incogniti, è possibile calcolare il momento torcente massimo trasmissibile: il valore ricavato è di 3315 Nm.

Il dato di progetto, riportato nel disegno esecutivo, prevede un momento torcente trasmissibile di 3370 Nm: ci si trova quindi in una condizione prossima a quella limite. Questo però non desta preoccupazione, poiché finora si è sempre operato con scelte in favore di sicurezza.

Si deve inoltre tenere presente che la camicia, in fase di laminazione, è notevolmente sollecitata e compressa contro l'albero: questo porta ad incuneare i denti sulla superficie interna della camicia, diminuendo il rischio di comparsa di fenomeni propri dello slittamento tra due componenti.

### *1.3.5 SCELTA DI $\sigma_1$ PER L'ANALISI TENSIONALE DI CONFRONTO*

Quando si valutano le tensioni principali in un corpo, queste sono sempre le stesse indipendentemente dal sistema di coordinate adottato in partenza.

La trasformazione da un sistema di coordinate cartesiano (o cilindrico) al sistema di riferimento principale porta all'orientazione finale dell'elemento infinitesimo considerato nella stessa direzione fisica. Per questo motivo è comodo esprimere in termini di tensioni principali lo stato tensionale di modelli geometricamente complessi, come lo è il caso di quelli che verranno trattati.

Partendo da uno stato piano di tensione, e considerando l'ipotenusa di un triangolo rettangolo come faccia di un elemento ruotato di un angolo  $\theta$ , si possono scrivere le seguenti equazioni:

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\vartheta + \tau_{xy} \sin 2\vartheta$$

$$\tau = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\vartheta + \tau_{xy} \cos 2\vartheta$$

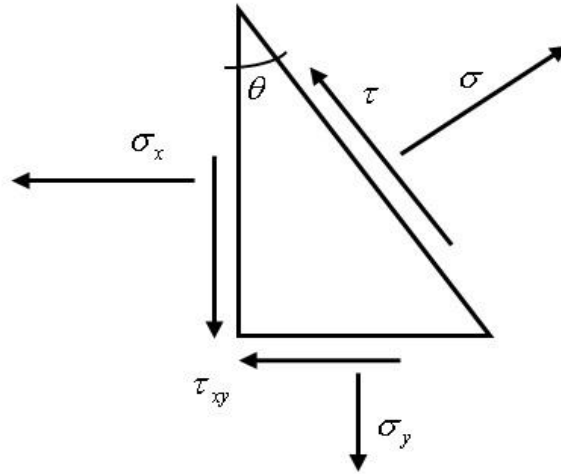


Figura 1.3.7: Rappresentazione delle tensioni in uno stato piano di tensione

Eseguendo la derivata alla prima equazione rispetto all'angolo  $\theta$  si ha:

$$\frac{d\sigma}{d\vartheta} = -(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\vartheta + 2\tau_{xy} \cos 2\vartheta = 0$$

Sono quindi presenti due angoli  $\theta^*$  separati fra loro di un angolo di  $\pi/2$ . Essi soddisfano la seguente equazione:

$$\tan 2\vartheta^* = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

E' di fondamentale importanza osservare come, in corrispondenza di un massimo e di un minimo, si abbia un valore di  $\tau = 0$ . I due valori prendono il nome di tensioni principali e valgono:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Nella figura successiva è riportato un cerchio di Mohr, nel quale si può osservare lo schema grafico degli stati di tensione.

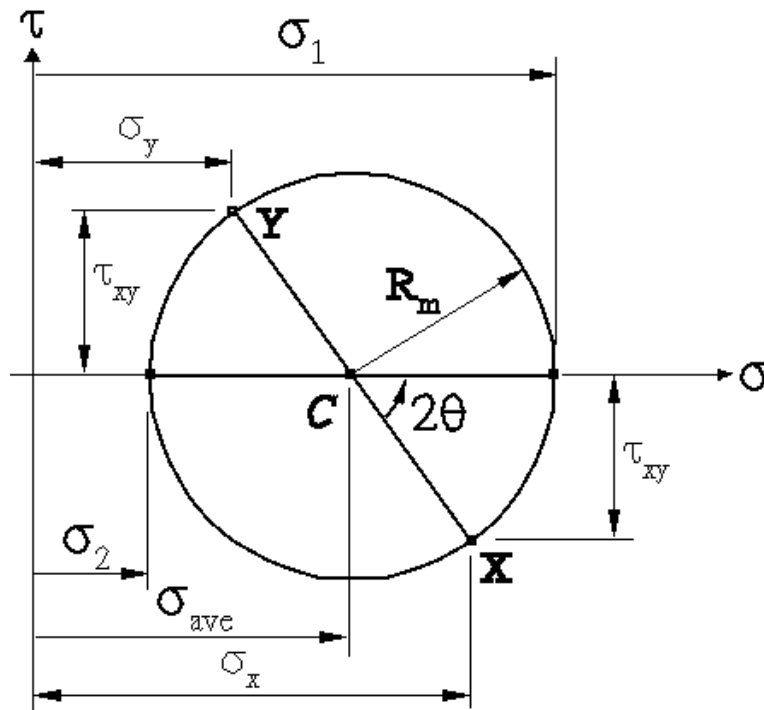


Figura 1.3.8: Rappresentazione grafica del Cerchio di Mohr

### 1.3.6 CONDIZIONI DI SCAMBIO TERMICO

Lo studio delle condizioni termodinamiche consiste in:

- Calcolo della capacità di asportazione del calore
- Variazione conseguente di temperatura che si verifica internamente allo spessore di materiale interposto tra i fori di raffreddamento e la superficie esterna del rullo (questa zona è responsabile del raffreddamento e della laminazione dello Zinco)

Come ipotesi semplificativa si è linearizzato il problema andando ad imporre all'interno dei fori di raffreddamento, per tutta la loro lunghezza utile, che il fluido si trovi alla temperatura costante di 20°C. Allo stesso modo, per il calcolo è stata invece adottata una temperatura esterna del rullo di 650°C, come conseguenza del contatto con lo Zinco allo stato fuso.

Così facendo, tramite la conoscenza dei diversi spessori, si calcolano le singole superfici di scambio. Nel caso della soluzione del rullo con camicia, il materiale usato è lo stesso impiegato per la realizzazione dell'albero:

- 80CrMoV12
- Coefficiente di scambio termico  $\lambda = 20 \frac{W}{mK}$  a 20°C

Attraverso questi dati è possibile calcolare la quantità di calore che il componente è in grado di trasmettere, attraverso lo spessore, mediante l'espressione:

$$q = \frac{(T - t)}{\frac{s}{\lambda * A}} [W]$$

Dopodiché, tramite l'inversione della successiva formula, variando punto per punto la profondità rispetto alla superficie esterna, è possibile calcolare la temperatura presente: si può diagrammare l'andamento delle temperature al variare degli spessori e delle sezioni di passaggio.

$$T^1 = \frac{q}{A} * \frac{s^1}{\lambda} [^{\circ}C]$$

Gli altri parametri termodinamici noti sono:

- Temperatura del fluido in ingresso nella cava: 35°C
- Temperatura del fluido in uscita dalla cava: 45°C
- Fluido usato: acqua demineralizzata
- Pressione di iniezione del fluido: 2 bar

Nella figura seguente è schematizzato il sistema di raffreddamento dei rulli: quella usata è una rappresentazione coerente per entrambi i modelli in analisi.

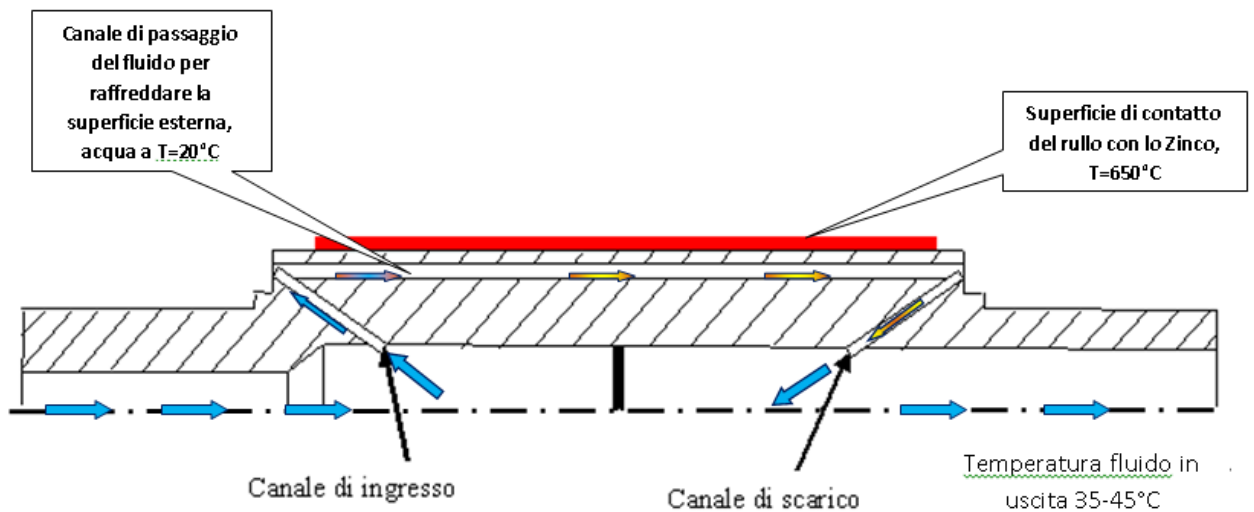


Figura 1.3.9: Rappresentazione schematica del sistema di raffreddamento

Il calore che passa attraverso le cavità, a parità di temperatura interna ed esterna, ha dei valori pari a:

- 11.726 W per il rullo costituito da blocco unico
- 14.000 W per il rullo con camicia

### 1.3.7 PROCEDURE DI ANALISI

Per effettuare l'analisi sono stati seguiti dei passi nella progettazione. A seconda del tipo di studio effettuato sono usati i seguenti step.

#### Analisi tensionale

- Modellazione di un quarto della struttura sul piano x-y
- Estrusione della stessa lungo l'asse z fino a metà della lunghezza reale del piano di lavoro (710 mm)
- Discretizzazione del continuo generando la mesh
- Solo nel Modello 2 creazione del contatto albero-camicia in ambiente FEM

- Applicazione alla struttura delle simmetrie e dei vincoli per ricreare le condizioni operative reali
- Realizzazione della pressione di laminazione sulla superficie di contatto calcolata per il rullo blocco unico (Modelli 1 e 3) e sulla camicia (Modello 2)
- Valutazione tramite Path Longitudinali e Circonferenziali di deformazioni e tensioni (quella principale di direzione 1)
- Considerazioni sui risultati tensionali relativi agli spostamenti imposti

Per quanto riguarda il modello 2 lo studio è stato effettuato anche per il caso di solo accoppiamento interferenziale.

#### *Analisi termica*

- Modellazione di un quarto della struttura sul piano x-y
- Estrusione della stessa lungo l'asse z per tutta la lunghezza utile del piano di lavoro (1400 mm)
- Discretizzazione del continuo generando la mesh
- Applicazione alla struttura delle simmetrie e dei vincoli per ricreare le condizioni operative reali
- Valutazione tramite Path Longitudinali e Circonferenziali delle temperature nodali
- Considerazioni sui risultati termici

Per quanto riguarda il rullo con camicia, si è utilizzato il modello 3, ossia quello senza accoppiamento interferente: la semplificazione adottata non discosta molto dai risultati ottenuti.





## ***Capitolo 2***

# **GEOMETRIA DEI MODELLI**

## **2.1 INTRODUZIONE AL CODICE FEM ANSYS**

In questa sezione viene introdotto il software FEM utilizzato nelle analisi effettuate in questo lavoro: Ansys 14.

Sono riportati i comandi base e le funzionalità dello stesso, introducendo la successione delle operazioni che si devono eseguire affinché il programma di calcolo sia in grado di risolvere le analisi proposte.

### ***2.1.1 CENNI SU ANSYS***

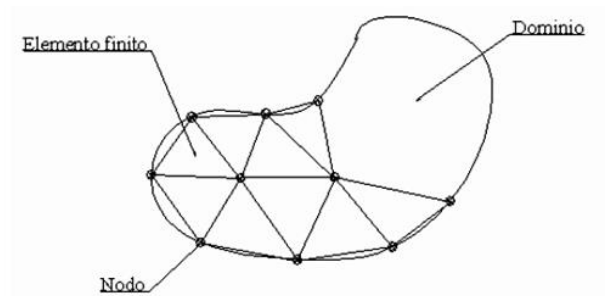
Il software Ansys, sviluppato da EnginSoft, è un codice di calcolo che considera le tre dimensioni dello spazio utilizzando la tecnica degli elementi finiti, al fine di discretizzare dei domini solidi di forma qualsiasi.

Il metodo degli elementi finiti FEM (Finite Element Method) consente di determinare la soluzione numerica approssimata di un sistema di equazioni differenziali mediante risoluzione di un sistema di equazioni algebriche equivalenti.

Le equazioni da risolvere sono solitamente lineari, mentre in alcuni casi si vanno ad utilizzare equazioni non lineari. Un classico esempio di equazione non lineare è il caso dell'interferenza tra superfici appartenenti a geometrie diverse: a differenza delle precedenti equazioni, queste hanno un elevato peso computazionale che dilata, in modo anche considerevole, i tempi di calcolo e di risoluzione del problema. In questa parte di tesi è presente un'analisi di questo tipo: nel Modello 2 (rullo con camicia) vi è l'accoppiamento interferente valutato tramite equazioni non lineari.

L'analisi FEM rappresenta uno strumento avanzato di analisi strutturale che consente lo studio di strutture vincolate e caricate in diverso modo. Nel caso di un mezzo elastico che occupa un determinato dominio, ad esempio, le incognite sono rappresentate dalle componenti di spostamento del generico punto del continuo: queste devono soddisfare le equazioni differenziali all'interno del dominio stesso (equazioni di equilibrio indefinite, equazioni di congruenza, legame costitutivo) e sul contorno (condizioni al contorno sugli spostamenti o sulle tensioni).

Il dominio viene quindi suddiviso in un numero finito di sottodomini chiamati elementi finiti. Gli spostamenti incogniti sono calcolati in alcuni punti degli elementi chiamati nodi, e approssimati in tutti gli altri mediante prefissate funzioni di interpolazione o di forma.



*Figura 2.1.1: Esempio di discretizzazione di un solido in elementi finiti*

Il codice ANSYS contiene un dettagliato database che raccoglie tutti i dati di input e tutti i risultati ottenuti. Il programma permette di effettuare vari tipi di analisi, dalle più semplici analisi di tipo statico in campo elastico-lineare, alle più complesse quali analisi non lineari, accennate in precedenza. Risulta quindi possibile trattare la quasi totalità dei casi che possono verificarsi nell'ambito di progettazione e verifica strutturale.

### 2.1.2 STEP DI ANALISI

L'esecuzione di un'analisi numerica agli elementi finiti prevede i seguenti step operativi:

1. Scelta del tipo di elemento
2. Definizione delle proprietà fisiche dell'elemento
3. Definizione delle proprietà del materiale
4. Definizione della geometria del modello
5. Suddivisione in elementi finiti del modello (Meshing)
6. Assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali
7. Soluzione
8. Visualizzazione e analisi dei risultati

Il tipo di elemento da utilizzare dipende dallo schema di calcolo scelto per approssimare il comportamento del componente o della struttura reale in esame.

Le proprietà fisiche dell'elemento sono i parametri fisici che compaiono nella matrice di rigidezza dell'elemento: tra questi si ricorda l'area della sezione trasversale per un elemento asta e lo spessore per un elemento piastra inflessa.

Le proprietà del materiale, invece, ne definiscono il comportamento meccanico: possono essere costanti o lineari, dipendenti dalla temperatura secondo un polinomio di quarto grado o secondo una tabella di valori, ma anche non lineari o anisotrope.

Il numero di costanti da dare in input al programma dipende dal tipo di analisi: per esempio, in un'analisi in campo lineare elastico, sono sufficienti due costanti elastiche per un materiale isotropo, modulo di elasticità longitudinale ( $E$ ) e coefficiente di Poisson ( $\nu$ ). Per eseguire invece un'analisi in campo elastoplastico è necessario definire l'intera curva tensione-deformazione del materiale.

Per quanto riguarda la creazione del modello, la definizione della mesh, l'assegnazione dei vincoli e dei carichi, la soluzione e l'analisi dei risultati, le procedure da seguire sono diverse a seconda del tipo di elemento utilizzato. Questa è senza dubbio la parte di analisi che richiede maggior tempo.

La libreria presente nel codice contiene oltre 80 tipi di elementi, le cui principali categorie sono:

- BEAM
- COMBINation
- CONTACT
- FLUID
- HYPERelastic
- INFINite
- LINK
- MASS
- MATRIX
- PIPE
- PLANE
- SHELL
- SOLID
- SOURCE
- SURFace
- USER
- VISCOelastic

Le costanti reali sono proprietà specifiche di un dato tipo di elemento, quali il valore del raggio interno ed esterno per gli elementi PIPE, un'area, la lunghezza di un arco, ecc.

La creazione del modello può essere fatta generando prima la sua geometria e successivamente effettuando la mesh in automatico tramite il programma stesso, producendo nodi ed elementi. Si ricorda che è possibile controllare la forma e la grandezza dei singoli elementi.

Alternativamente, il tipo di discretizzazione del continuo si attua manualmente con l'interfaccia attraverso la quale l'utente definisce, in base alle esigenze d'analisi, la posizione di ciascun nodo che costituirà gli elementi.

I carichi che possono essere applicati alla struttura sono di vario tipo:

- Forces. definiscono le forze concentrate

- Surface loads: definiscono i carichi superficiali
- Body loads: definiscono i carichi di massa
- Inertia loads: definiscono il carico inerziale

Esistono anche numerosi tipi di vincoli da poter applicare all'elemento virtuale. L'analisi dei risultati avviene nel postprocessing del codice, e permette di ottenere i files che contengono i valori numerici di tensioni, deformazioni, spostamenti, ecc. E' possibile inoltre visualizzare la distribuzione degli stessi direttamente sul modello, evidenziandone l'andamento in immagini tridimensionali e a colori.

I dati ottenuti in uscita dall'analisi sono salvati in estensione .lis e vengono normalmente rielaborati mediante l'uso di un foglio elettronico: è così possibile ottenere tabulati e grafici utili allo studio del caso trattato.

### ***2.1.3 INTERFACCIA GRAFICA***

I comandi possono essere assegnati indifferentemente utilizzando un'interfaccia grafica costituita da menu a tendina (Interactive Method) oppure in modo diretto digitandoli nel buffer comandi (Commands Method o Shell).

L'interfaccia grafica comprende due menu fondamentali:

- Main Menu: comprende tutti i comandi necessari per creare un modello, impostare la soluzione e analizzare i risultati
- Utility Menu: consente di utilizzare funzioni aggiuntive utili in ambienti pre e post processor, help in linea, input-output file comandi o database risultati

Nella figura seguente è illustrata l'interfaccia grafica presente in Ansys.

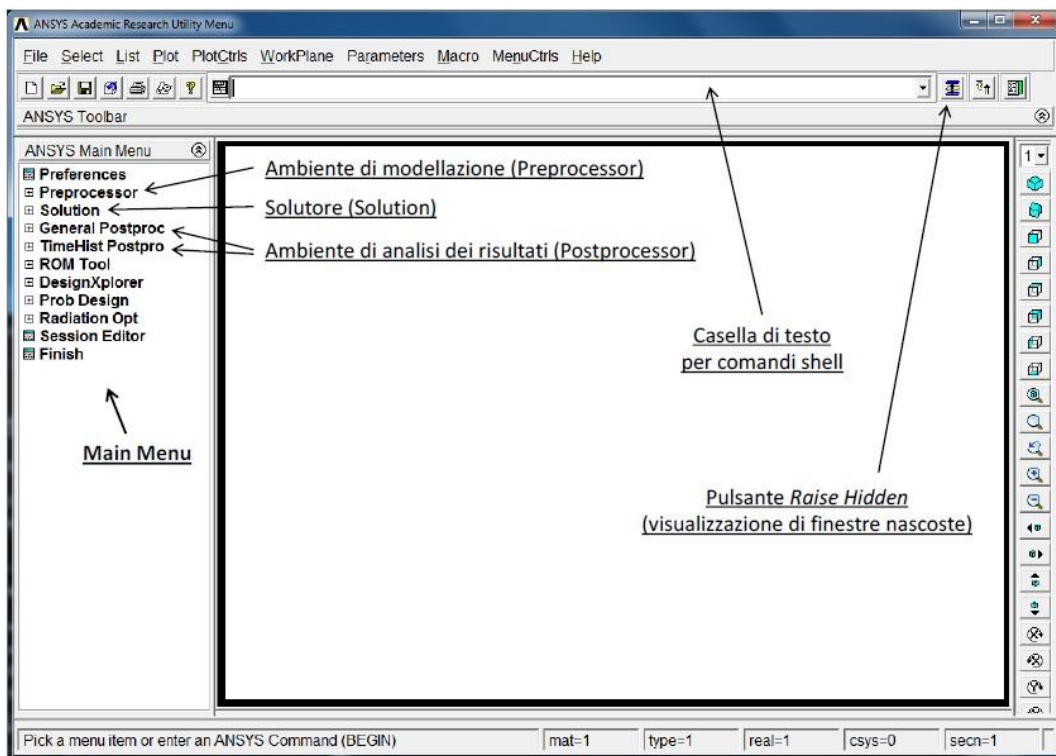


Figura 2.1.2: Interfaccia grafica del codice di calcolo Ansys

## 2.1.4 TIPI ED ESTENSIONE DEI FILE

I comandi assegnati in modo Shell sono strutturati in parole chiave e in campi di valori o etichette. Parola chiave e campi sono separati da virgole e devono essere immessi nell'apposita casella di testo. Quando si esegue un comando dal Menu Interactive il codice scrive il corrispondente comando Shell in un file formato testo avente estensione .log (log file).

Per salvare un'analisi, il file predefinito ha l'estensione .db. File con estensioni .dbb sono invece file di back up. Nei file di salvataggio viene memorizzato non solo il modello geometrico, ma anche la mesh e le soluzioni dell'analisi.

Durante le analisi è spesso utile creare delle immagini per memorizzare e visualizzare anche in altri ambienti software i risultati delle analisi. Si possono selezionare diversi tipi di file immagine: si consiglia BMP se si preferisce la

qualità a discapito delle dimensioni, oppure JPEG se è preferito un file di dimensioni contenute.

## 2.2 GEOMETRIA DEI MODELLI

Per effettuare le analisi tensionali e termiche non è necessario modellare l'intera struttura: per ridurre l'elevato peso computazionale si modella solamente parte del rullo propriamente interessato dal processo di laminazione. Sono inoltre trascurate le variazioni di diametro interne scegliendo sempre i valori di diametro maggiori: questo comporta analisi in condizioni di sicurezza più marcate.

Attraverso l'uso di opportuni vincoli è possibile riprodurre il funzionamento dell'intera struttura presa in esame. E' necessario quindi creare solamente una geometria avente:

- Lunghezza del rullo utilizzato in laminazione pari a metà della lunghezza totale (710mm)
- Un quarto del cilindro cavo della struttura
- 

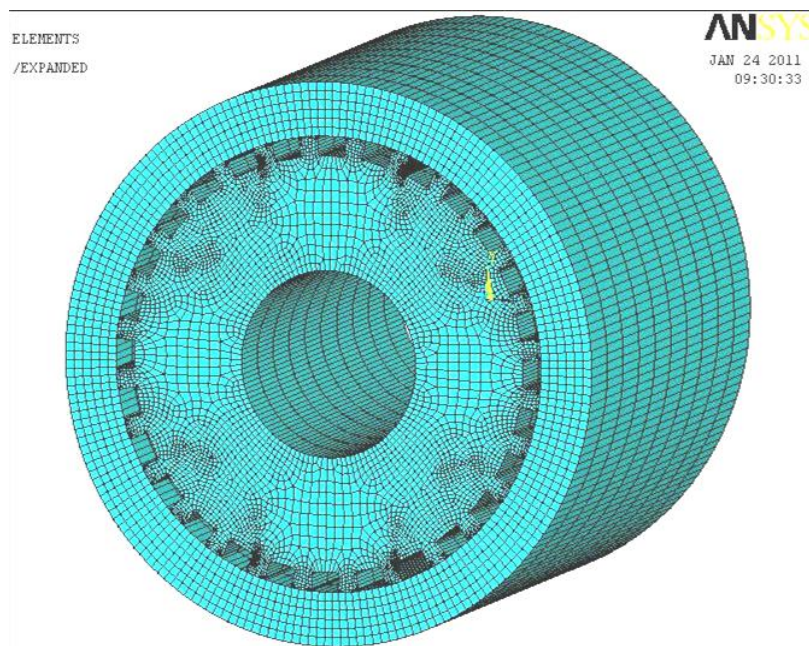


Figura 2.2.1: Rappresentazione del modello solido con mesh in esame

A seconda del tipo di analisi, si hanno vari modelli: tre per l'analisi tensionale e due per quella termica.

Di seguito sono presentate le diverse soluzioni.

### 2.2.1 CASO ANALISI TENSIONALE

Per il caso del rullo in blocco unico è sufficiente un solo modello, mentre la soluzione di albero con camicia ne prevede due:

- Un modello in cui è presente l'accoppiamento di interferenza (Modello 2)
- Un secondo modello semplificato in cui non è presente l'accoppiamento interferente (Modello 3)

#### Modello 1: rullo in blocco unico

Come già accennato, si modella solamente un quarto dell'intero rullo.

Creata la sezione frontale si opera un'accurata suddivisione di questa per ottenere una mesh ottimale: tramite il comando *Mesh Mapped* si ha una mesh migliore sia dal punto di vista computazionale sia dal punto di vista del calcolo rispetto ad una *Mesh Free*.

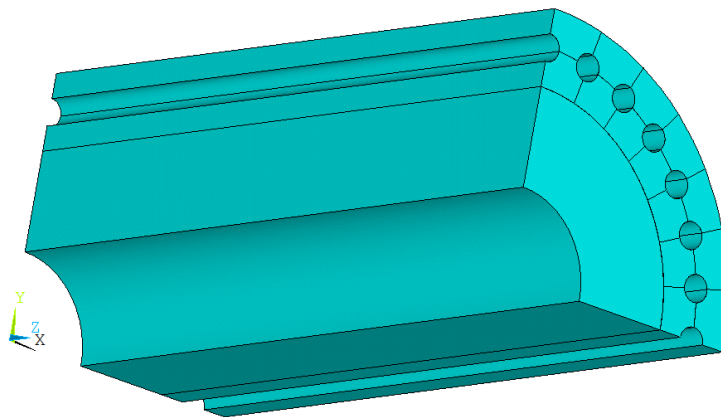


Figura 2.2.2: Vista assometrica della geometria studiata per il Modello 1



Ottenuta la mesh, il passo successivo consiste nell'estrusione della sezione: estrusione dell'area frontale di 710mm, metà della lunghezza del rullo effettivamente coinvolto nel processo di laminazione (1420mm).

Nell'immagine seguente è rappresentato il modello geometrico su cui si compie l'analisi.

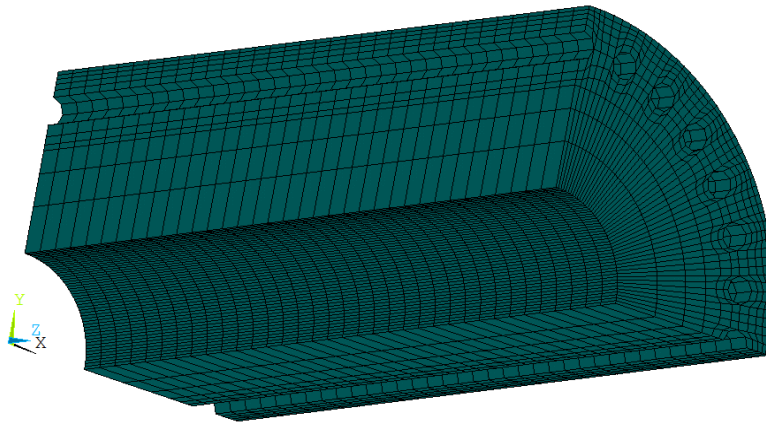


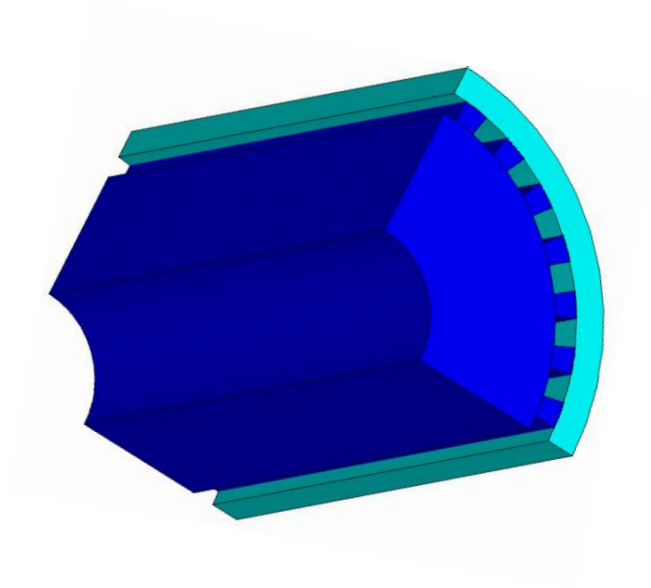
Figura 2.2.3: Vista assometrica del Modello 1 con mesh

### Modello 2: rullo con camicia, accoppiamento interferente

Come per il modello precedente si è modellato un quarto della circonferenza con estrusione di 710mm della sezione frontale.

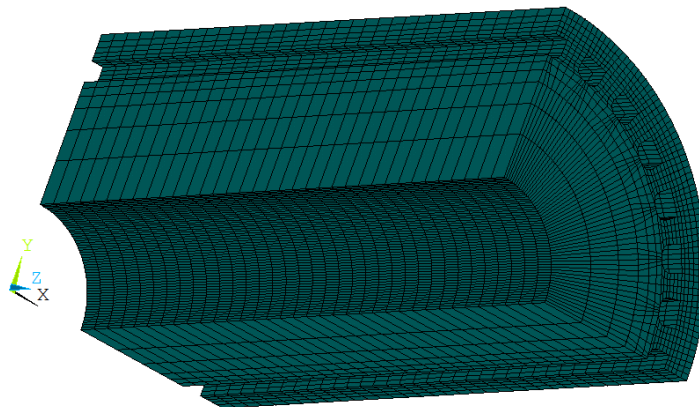
Dato che questo modello utilizza l'accoppiamento interferente, si utilizzano due volumi separati per tenere conto di questo fatto: uno per l'albero e uno per la camicia.

Nella figura successiva sono evidenti i due volumi su cui si effettua l'analisi.



*Figura 2.2.4: Vista assonometrica della geometria studiata per il Modello 2*

Di seguito è invece rappresentato il modello libero, che necessita degli opportuni vincoli e dell'accoppiamento interferente tra le superfici di rullo e camicia per creare una struttura aderente alle condizioni operative reali.



*Figura 2.2.5: Vista assonometrica del Modello 2 con mesh*

Modello 3: rullo con camicia, modello semplificato

A differenza del modello precedente, in questo non si considera due volumi separati ma uno soltanto.

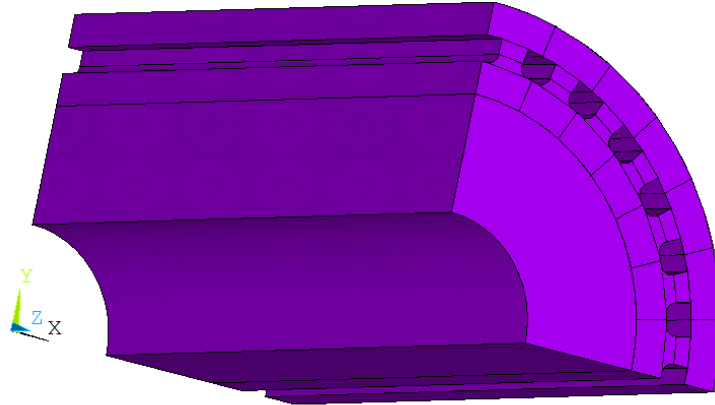


Figura 2.2.6: Vista assonometrica della geometria studiata per il Modello 3

In questa geometria, infatti, non si tiene conto del contatto tra rullo e camicia: estrudendo in un unico blocco non è presente l'accoppiamento interferente.

Nella seguente immagine è rappresentato il modello geometrico che necessita degli opportuni vincoli e carichi per essere in seguito analizzato.

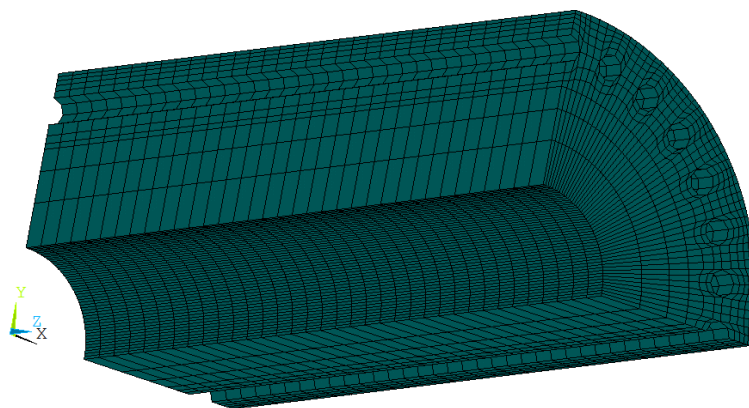


Figura 2.2.7: Vista assonometrica del Modello 3 con mesh

### Vincoli e carichi

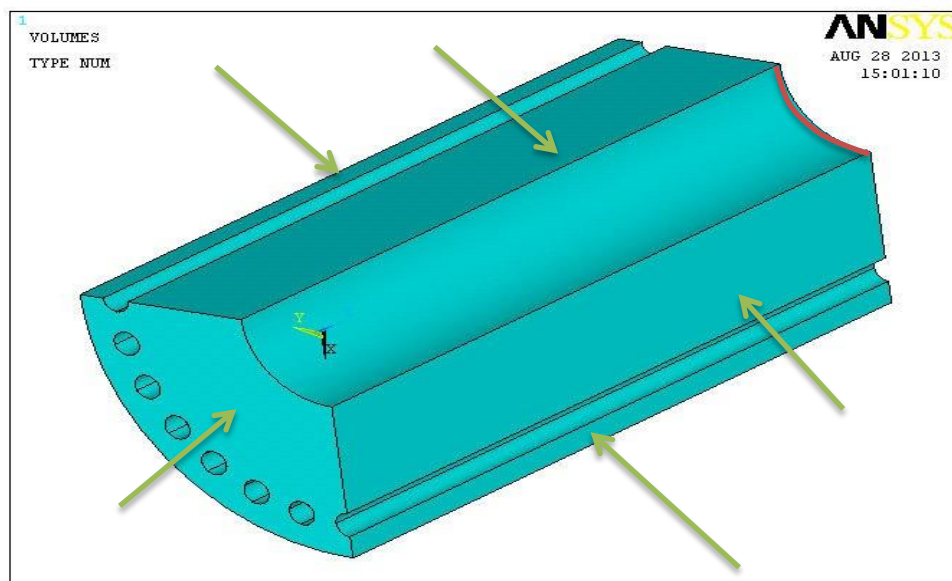
Per riprodurre nel modo il più possibile aderente alla realtà il comportamento dei modelli si deve vincolare e caricare la struttura.

Come primo vincolo si deve ricreare la condizione reale di continuità tra lo spallamento del rullo e il successivo diametro inferiore: questo si può ricreare impedendo gli spostamenti sul raggio interno di una delle due estremità.

Nella sezione opposta a quella avente l'incastro si pone invece un vincolo di simmetria per rappresentare la mezzeria del rullo reale.

Infine si collocano ancora dei vincoli di simmetria nelle aree trasversali del quarto di cilindro per ricreare la condizione di cilindricità della struttura.

Nella figura seguente sono illustrate le distribuzioni dei vincoli.



*Figura 2.2.8: Indicazione del tipo di vincoli adottati; in rosso l'incastro, in verde le aree di simmetria*

Per quanto riguarda i carichi si seleziona l'area superiore su cui agisce la pressione di laminazione e prima calcolata: 138MPa di compressione.

In figura è rappresentata l'area su cui va agisce la pressione di laminazione, appositamente creata nella geometria del modello.

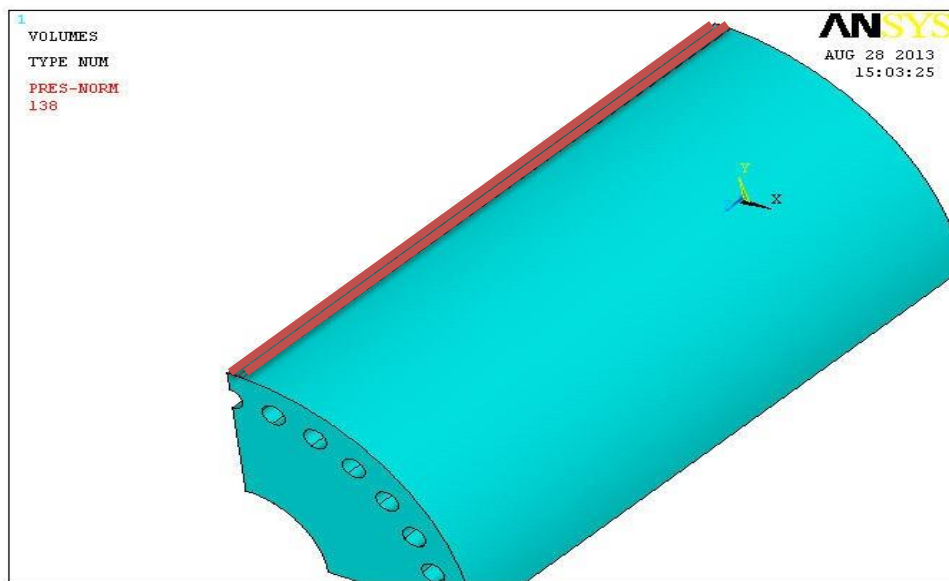


Figura 2.2.9: In rosso è evidenziata l'area di applicazione della pressione di laminazione

Tramite l'uso di questi vincoli si impone lo stesso comportamento tensionale tra rullo e contro rullo: la pressione di laminazione che agisce nella zona di laminazione sul rullo è la stessa applicata sul contro rullo.

### Accoppiamento interferente

A dispetto del Modello 3, in questo va aggiunto l'accoppiamento interferente tra le superfici a contatto del rullo (area esterna) e della camicia (area interna).

Per permettere questo passaggio si devono prima dividere i volumi tramite il comando *Merge Items*.

A questo punto si entra nel pannello *Contact Wizard* per creare l'accoppiamento interferente.

Tramite questa ulteriore definizione di condizioni al contorno il modello risulta essere ancora più aderente alla realtà del precedente: saranno i risultati dell'analisi tensionale a decretare quanto influisce l'accoppiamento nella soluzione finale.

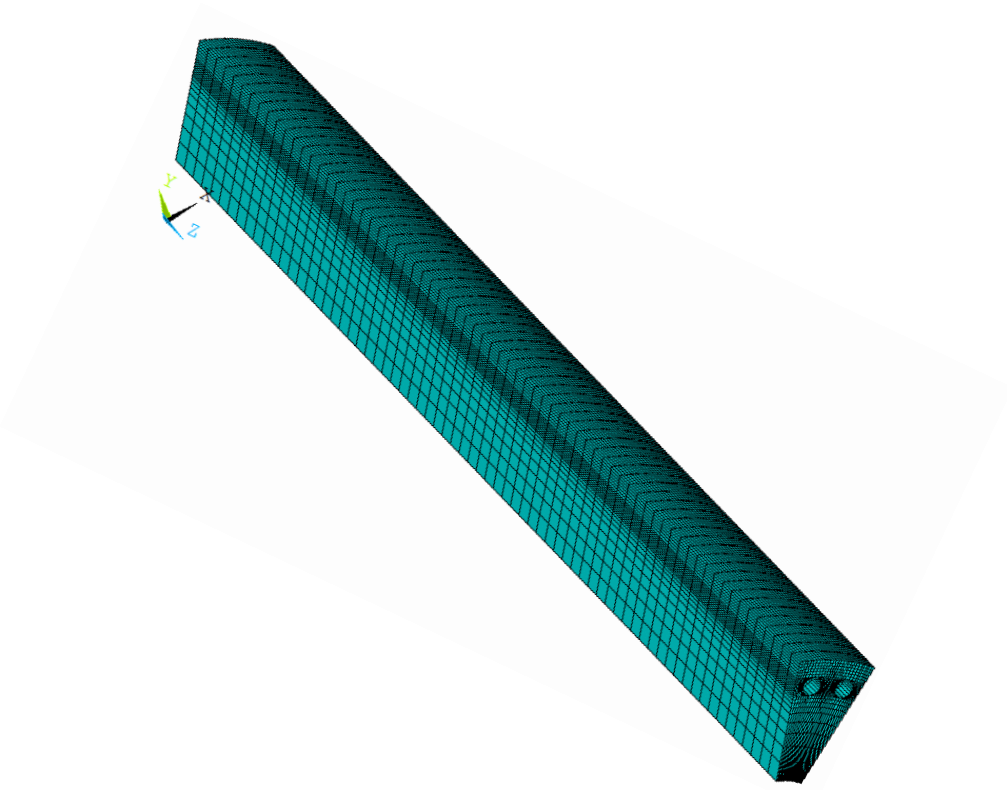
### 2.2.2 CASO ANALISI TERMICA

Per questo tipo di analisi si prendono in esame i Modelli 1 e 3 appena esposti: la soluzione con contatto (Modello 2) non viene utilizzata in questo tipo di analisi, non è importante ai fini del calcolo termico.

#### Modello 1: rullo in blocco unico

Per definire la geometria si riprende il Modello 1 selezionando 2 delle 7 cave: questo risulta possibile perché questa geometria, seppur semplificata, rispetta le condizioni operative di processo, la presenza cioè dei due fori in controcorrente.

A differenza del caso precedente, inoltre, l'estrusione non è più di 710 mm, ma deve essere tutta la lunghezza del rullo interessata dallo scambio termico (1440 mm).



*Figura 2.2.10: Vista assometrica del Modello 1 con mesh usata per l'analisi termica*

Modello 2: rullo con camicia, modello semplificato

In questo secondo modello valgono le stesse considerazioni precedenti: sono sufficienti due sole cave (per rappresentare il fluido in controcorrente) e l'estrusione è completa, pari a 1400 mm.

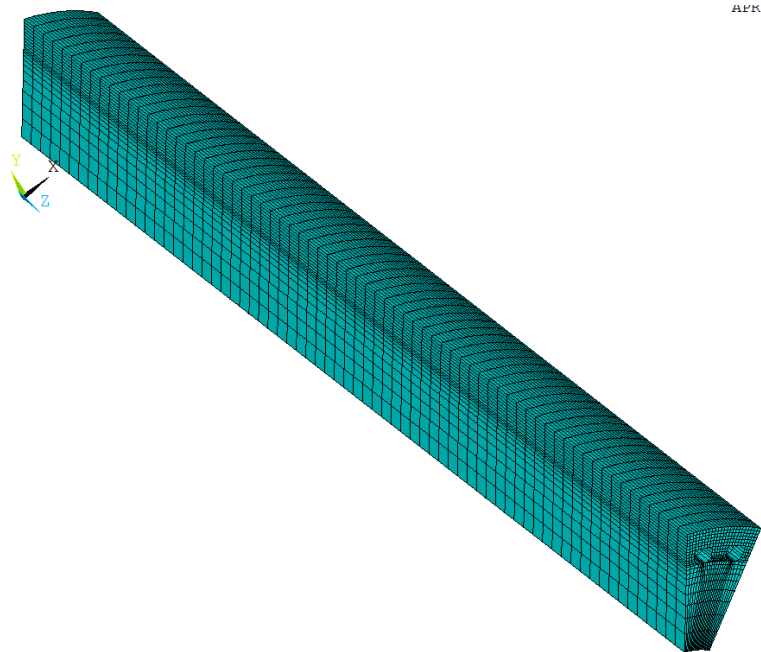


Figura 2.2.11: Vista assonometrica del Modello 2 con mesh usato per l'analisi termica

Vincoli e carichi

Una volta generato il modello si passa all'applicazione dei vincoli e dei carichi termici.

Innanzitutto si applica sulla superficie esterna del rullo una temperatura di  $650^{\circ}\text{C}$  con cui lo zinco fuso entra in contatto con il rullo.

Le altre facce, invece, sono considerate adiabatiche: si tratta delle sezioni meridiane frontali e quella opposta, del diametro interno e delle facce laterali.

Tale semplificazione è possibile poiché le facce laterali sono adiabatiche per simmetria, mentre le frontali presentano uno scambio termico trascurabile rispetto

alle altre. E' quindi considerato marginale il riscaldamento subito dalla superficie interna del cilindro.

Si prendono ora in esame i vincoli termici: prima è necessario però definire alcuni parametri.

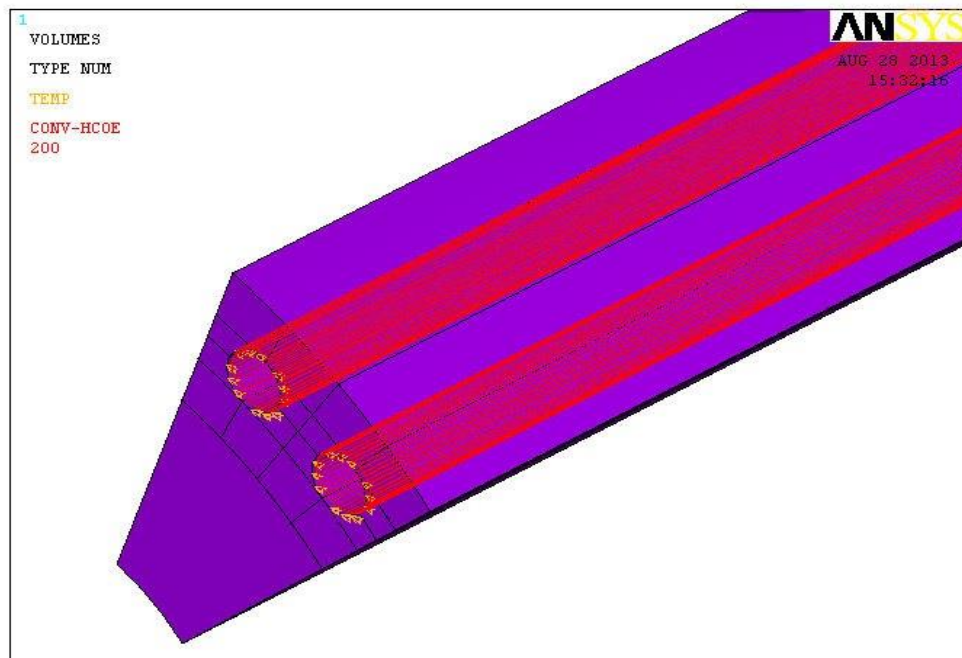
Si comincia con il definire il materiale di realizzazione dei rulli:

- Densità:  $7.800 \text{ kg/m}^3$
- Calore specifico:  $420 \text{ J/(kg}\cdot\text{k)}$
- Coefficiente conduttivo:  $20 \text{ W/(mk)}$

Altri parametri importanti sono:

- Temperatura in condizione di quiete:  $20^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua in ingresso:  $35^\circ\text{C}$
- Temperatura acqua in uscita:  $45^\circ\text{C}$
- Scambio convettivo nelle pareti interne della cava:  $200 \text{ W/(m}^2\text{k)}$

Le temperature di  $35^\circ\text{C}$  e  $45^\circ\text{C}$  sono applicate nelle linee a bordo della cava.



*Figura 2.2.12: In rosso le aree di scambio convettivo, in arancione le temperature di ingresso e uscita dell'acqua di raffreddamento dalle cave*



Nella figura precedente è rappresentata una parte del modello in cui sono rappresentati i vincoli termici utilizzati.

Si tiene a precisare che il valore dello scambio convettivo, posto pari a 200, è basso se comparato con altri sistemi di raffreddamento.

Data l'insufficienza di informazioni in ingresso per una caratterizzazione adeguata del fenomeno di raffreddamento, si considera un incremento di temperatura di 10°C. Questi valori sono confermati dai risultati corretti ottenuti nella tesi di Nicola Pornaro (2011) in cui le condizioni operative sono le stesse.

E' così possibile mantenere questo valore di scambio dal momento che è lecito ipotizzare una bassa velocità di deflusso, con un coefficiente di scambio convettivo molto inferiore ai 500 W/(m<sup>2</sup>k).

## **2.3 PATH CIRCONFERENZIALI E LONGITUDINALI**

Al fine di studiare a fondo gli stati tensionali e deformativi che si sviluppano a seguito del processo di laminazione, si è andati a ricavare le tensioni e gli spostamenti presenti sulla superficie ove è applicata la pressione di laminazione.

In questo modo è possibile avere una più dettagliata e completa panoramica dei dati di interesse, con confronto migliore tra le 2 soluzioni di rulli.

La geometria in esame è stata esposta nei paragrafi precedenti: ora è necessario scegliere i punti critici di interesse per l'analisi.

Per entrambe le soluzioni si valutano tensioni e spostamenti lungo una direzione longitudinale e una circonferenziale. Di particolare interesse sono le seguenti zone:

- Superficie di applicazione della pressione
- Mezzeria del rullo di laminazione (zona di simmetria nel modello)

In questi sono evidenti soprattutto gli spostamenti subiti dal rullo sotto l'effetto della pressione di laminazione e dell'ipotetico controllo rullo nella parte opposta.

Per rendere più completa e accurata l'analisi si è creato un path parallelo sia a quello longitudinale che a quello circonferenziale. Nella soluzione in blocco unico si trova a bordo delle cave, mentre nella soluzione con camicia il Path si trova posizionato sul bordo interno della camicia stessa.

Nelle successive figure vengono presentati i 3 modelli in assonometria, in cui sono visibili i Path di interesse nello studio: i Path 1a e 1b sono di tipo circonferenziale, mentre 2a e 2b sono longitudinali.

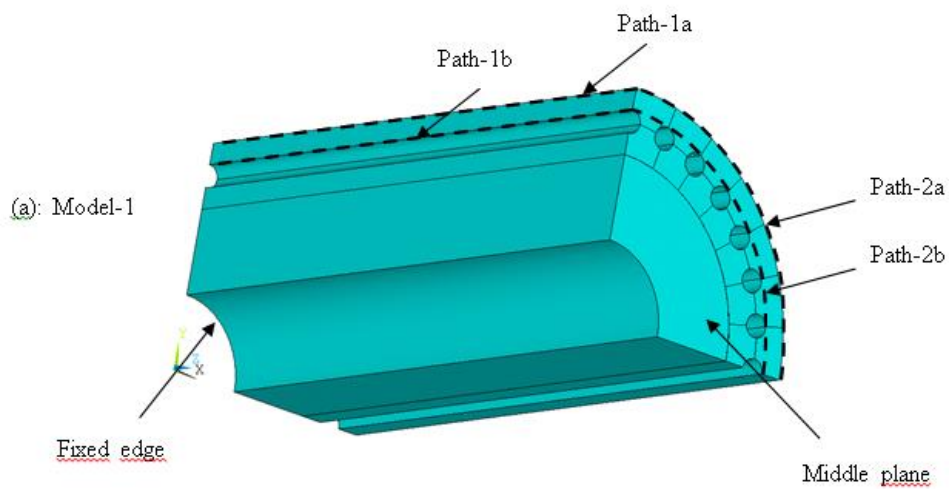


Figura 2.3.1: Localizzazione dei Path nel Modello 1

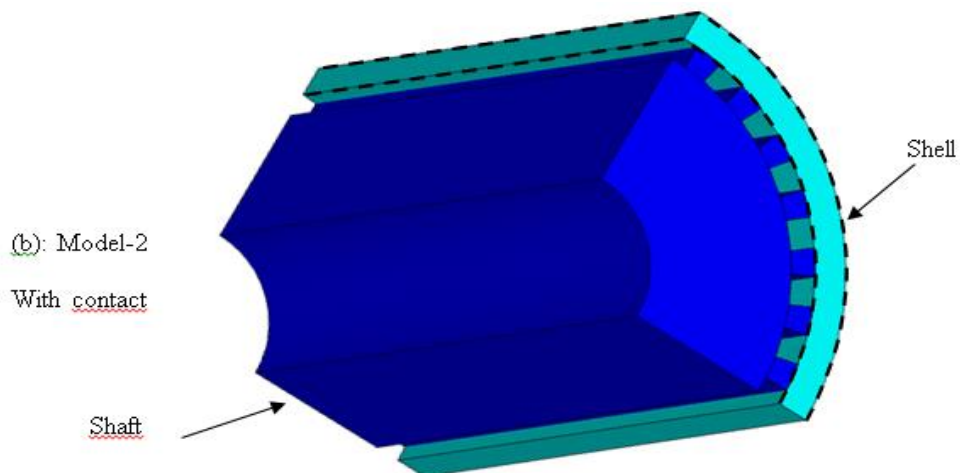


Figura 2.3.2: Localizzazione dei Path nel Modello 2

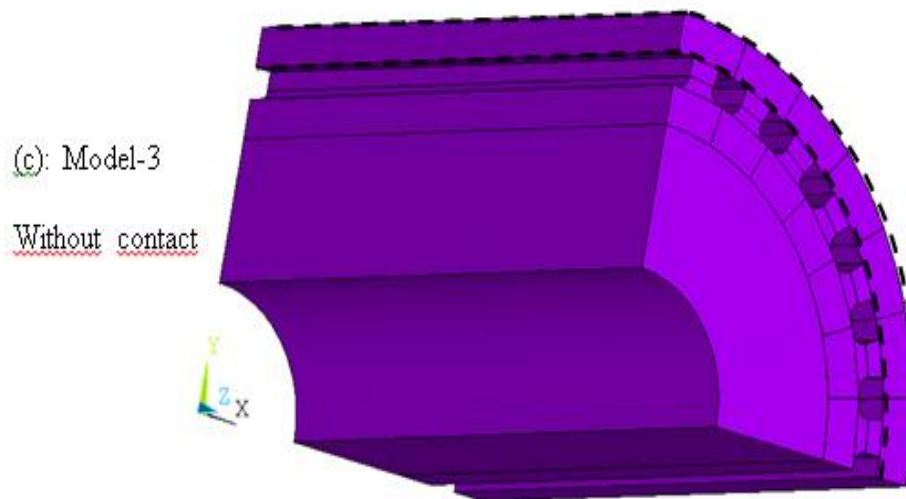


Figura 2.3.3: Localizzazione dei Path nel Modello 3

E' importante ricordare che i risultati FEM devono essere visualizzati correttamente nei sistemi di riferimento.

Per il Path circonferenziale si prende un sistema di riferimento polare centrato sull'asse del cilindro:

- Tensione principale è la tensione radiale
- Spostamenti x e y rispetto al riferimento

Nel Path longitudinale, invece, si utilizza il sistema di riferimento cartesiano centrato sul primo punto del Path, lungo la sua direzione.



## Capitolo 3

# RISULTATI ANALISI FEM

## 3.1 ANALISI TENSIONALE

### 3.1.1 MODELLO 1

#### Tensioni

Dalla figura seguente si individua una tensione di compressione lungo tutta la zona di pressione di laminazione che conferma la bontà del modello: il valore è costante e pari a circa 105MPa. In prossimità della cava posta subito sotto la zona di bordo libero si individua, inoltre, un picco di circa 185MPa.

Ad eccezione della zona sollecitata, è ben evidente un rapido decadimento del campo tensionale già dai fori a lato di quello maggiormente sollecitato: nel complesso il cilindro è sottoposto ad un carico di compressione di circa 10 MPa.

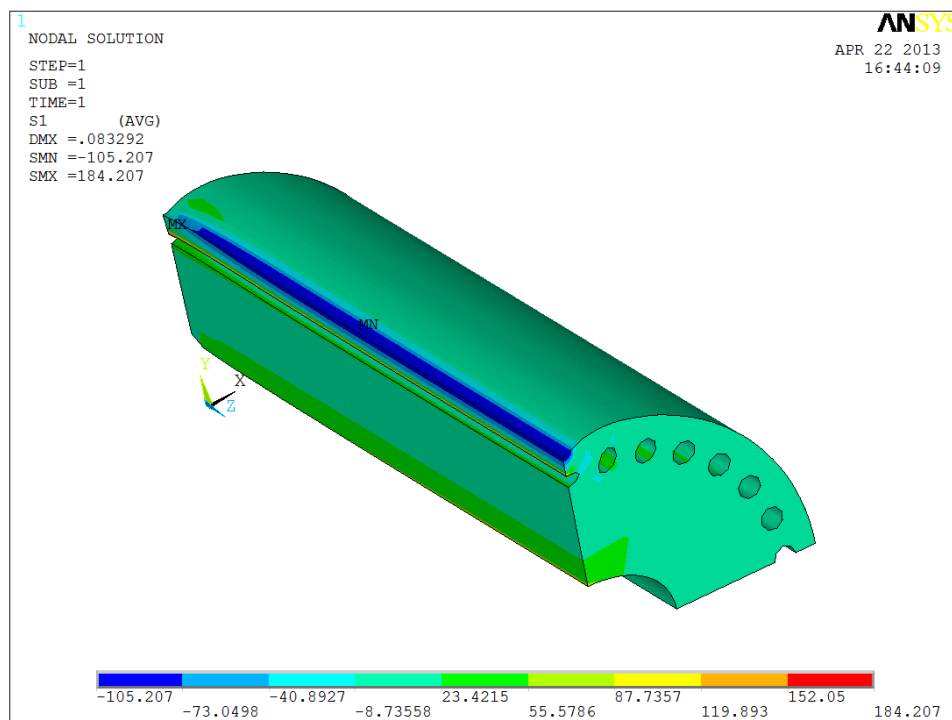


Figura 3.1.1: Vista assometrica sull'andamento delle tensioni nel Modello 1

### Spostamenti

Nella seguente vista assonometrica sono rappresentati gli spostamenti totali: anche in questo caso i valori massimi si raggiungono nella zona di applicazione della pressione di laminazione, ribadendo la correttezza dei vincoli e dei carichi adottati per simulare il processo.

E' possibile inoltre affermare che le deformazioni hanno valori piuttosto contenuti, dell'ordine dei 1/10 di mm.

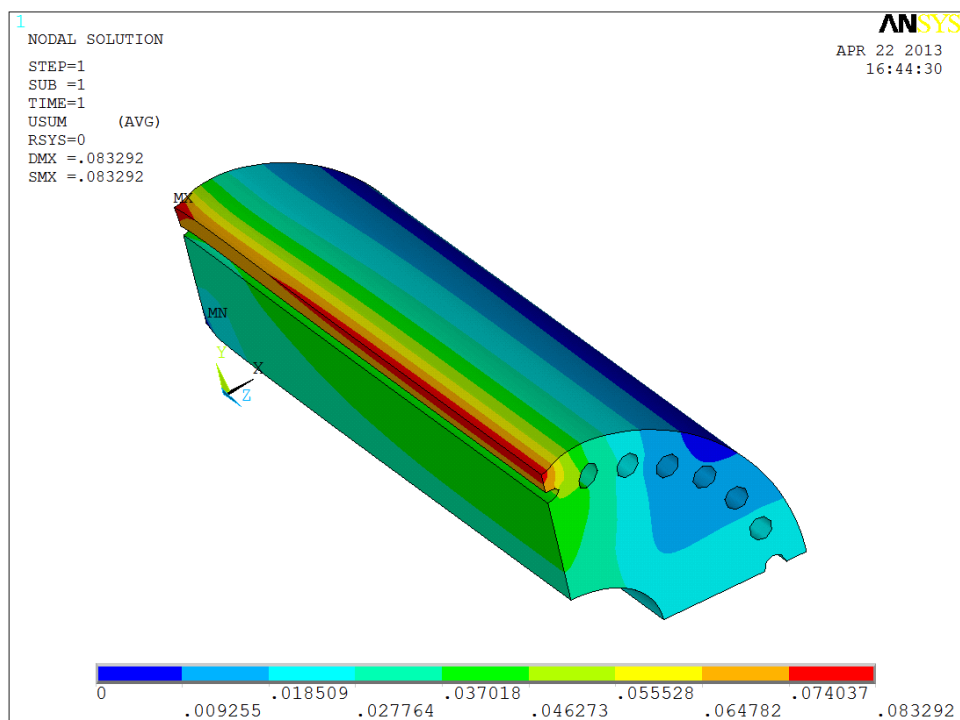


Figura 3.1.2: Vista assonometrica sull'andamento degli spostamenti nel Modello 1

### 3.1.2 MODELLO 2

In questa analisi vengono presentati separatamente i due step: il primo per il caso di sola interferenza, mentre il secondo contiene i risultati sia dell'interferenza sia della pressione di laminazione.

Tensioni: solo interferenza

Da figura si osserva un picco di tensione presente nella zona riguardante la presa dei denti dell'albero con la camicia: si raggiunge un valore di picco di circa 240 MPa.

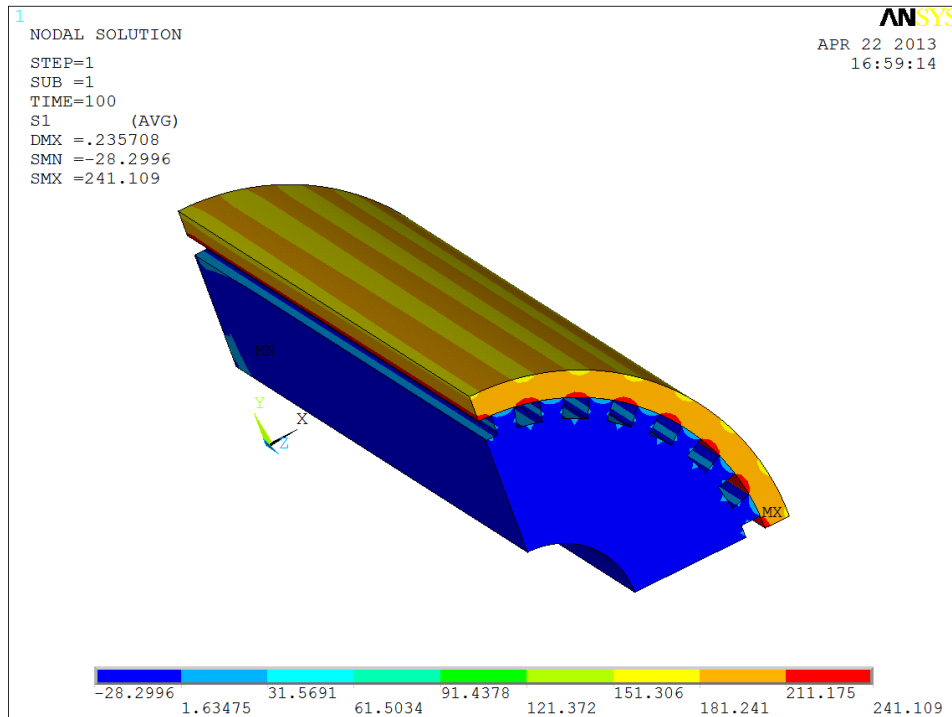


Figura 3.1.3: Andamento delle tensioni nel caso di sola interferenza

Selezionando la camicia è possibile individuare un andamento crescente della tensione partendo dal bordo libero e arrivando nella mezzeria.

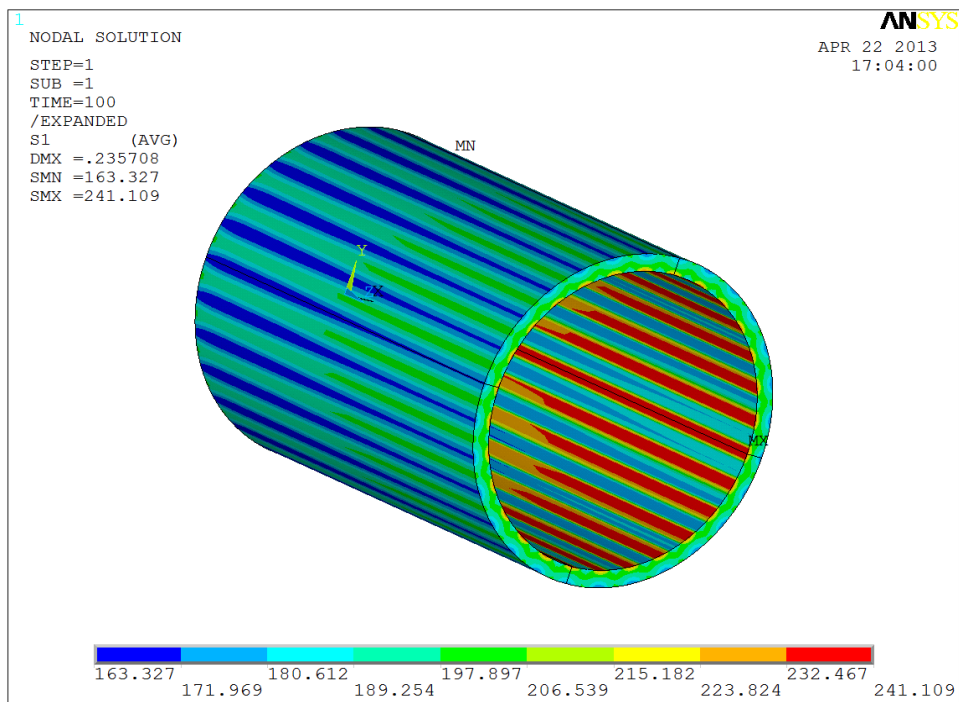


Figura 3.1.4: Particolare dell'intera camicia sull'andamento delle tensioni nel caso di sola interferenza

Spostamenti: solo interferenza

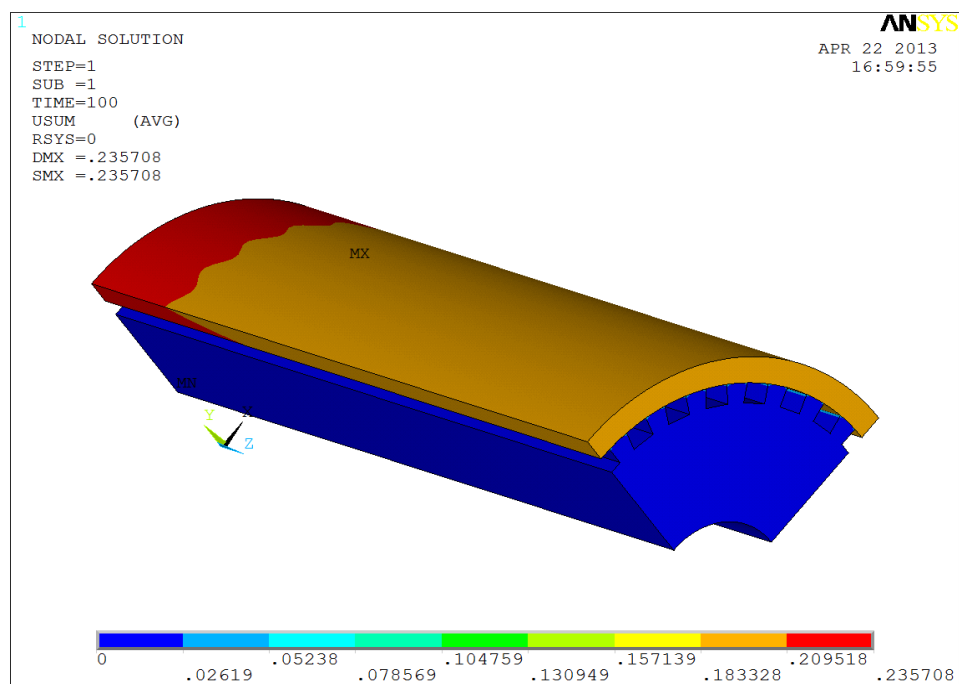


Figura 3.1.5: Andamento degli spostamenti nel caso di sola interferenza



L'effetto deformativo è anche in questo caso contenuto: 1/10 di mm su una lunghezza totale di 1400 mm. Pur contenuto, il picco di spostamento si ha nella zona di estremità libera sulla camicia.

Anche in questo caso si riprende la sola camicia: lo spostamento degrada da un massimo in estremità verso la zona di mezzeria.

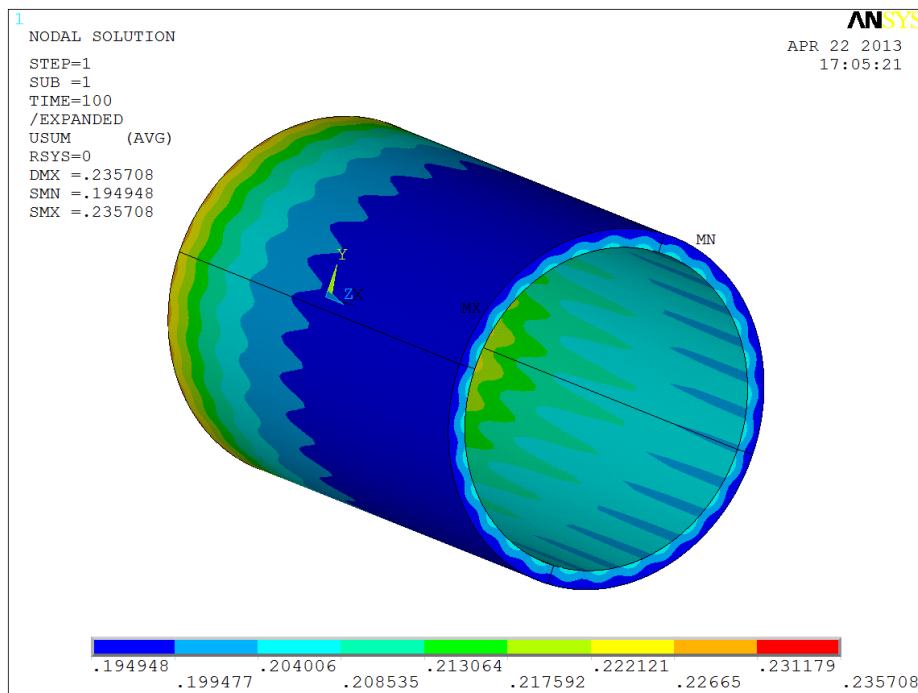


Figura 3.1.6 Particolare dell'intera camicia sull'andamento degli spostamenti nel caso di sola interferenza

Vengono ora presi in considerazione le direzioni x e y di deformazione.

Con solo accoppiamento interferente, lungo x si ha una deformazione massima nella zona che non sarà sottoposta a pressione di laminazione o ad azioni di contro rulli.

Nelle figure successive si può vedere, prima sul modello intero e poi sulla sola camicia, la distribuzione della deformazione lungo le direzioni x e y.

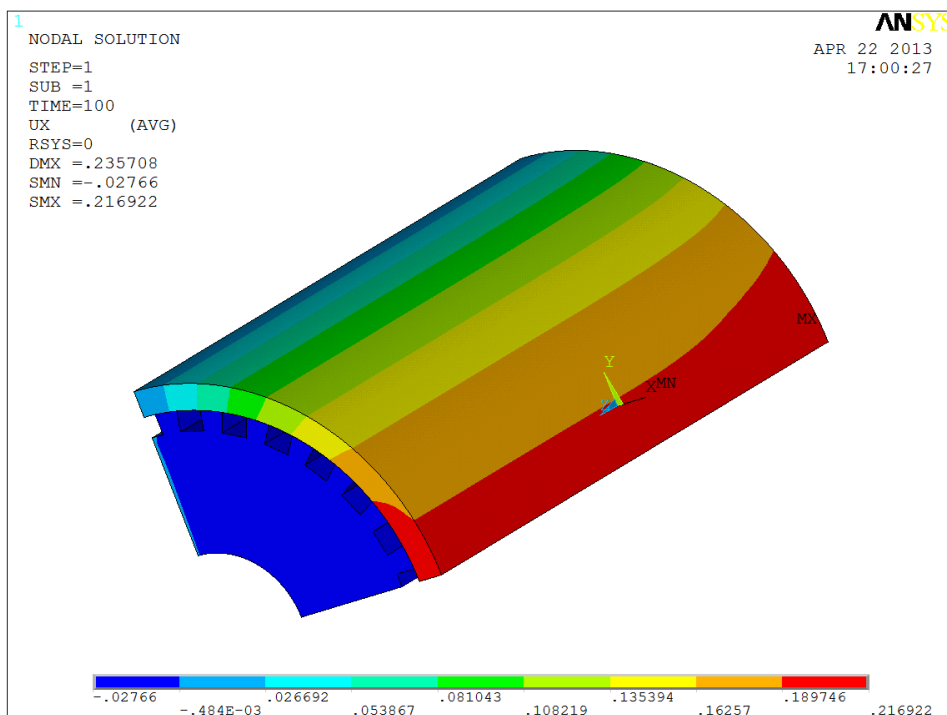


Figura 3.1.7: Andamento degli spostamenti  $U_x$  nel caso di sola interferenza

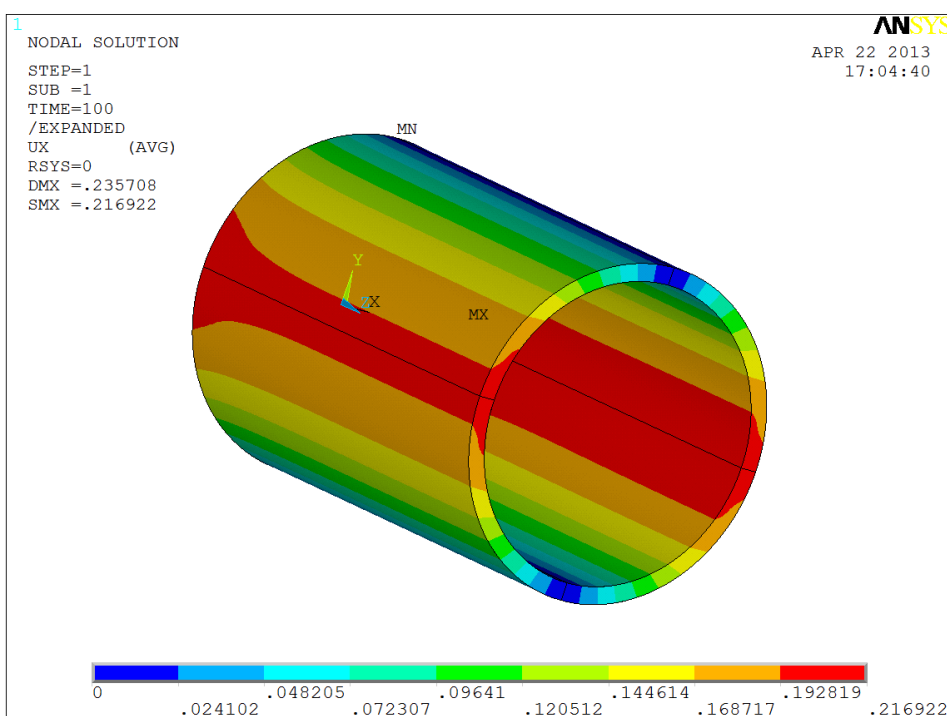


Figura 3.1.8: Particolare dell'intera camicia sull'andamento degli spostamenti  $U_x$  nel caso di sola interferenza

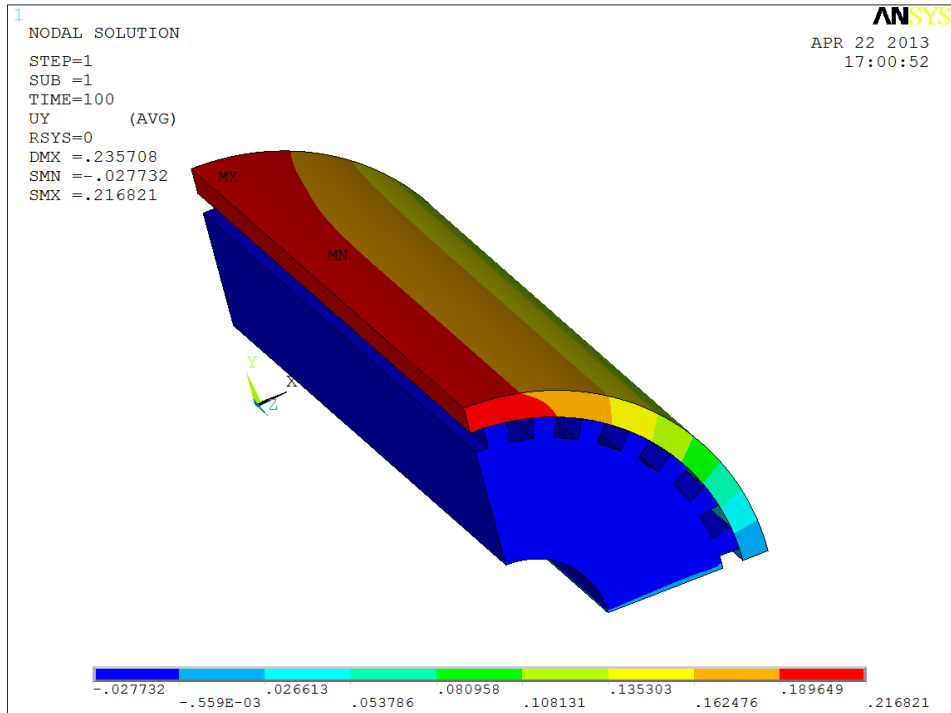


Figura 3.1.9: Andamento degli spostamenti  $U_y$  nel caso di sola interferenza

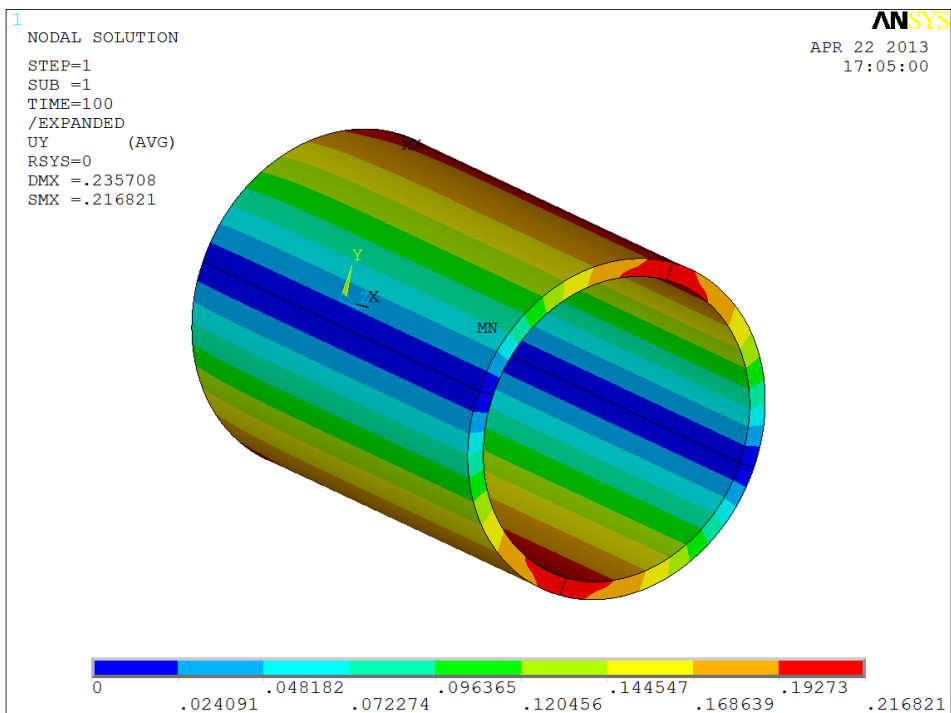


Figura 3.1.10: Particolare dell'intera camicia sull'andamento degli spostamenti  $U_y$  nel caso di sola interferenza

Questi risultati rispondono alle attese: infatti l'interferenza tende ad allargare verso l'esterno la camicia, e in base al sistema di riferimento adottato per creare i modelli, i picchi massimi si hanno in corrispondenza delle direzioni degli assi.

### Tensioni: pressione + interferenza

In questo secondo step viene introdotta, a fianco dell'interferenza tra le superfici, la pressione di laminazione come carico sulla parte superiore della geometria.

A dispetto del caso precedente, i valori massimi di tensione subiscono un brusco innalzamento: si passa dai 240 MPa ai 590 MPa della simulazione completa.

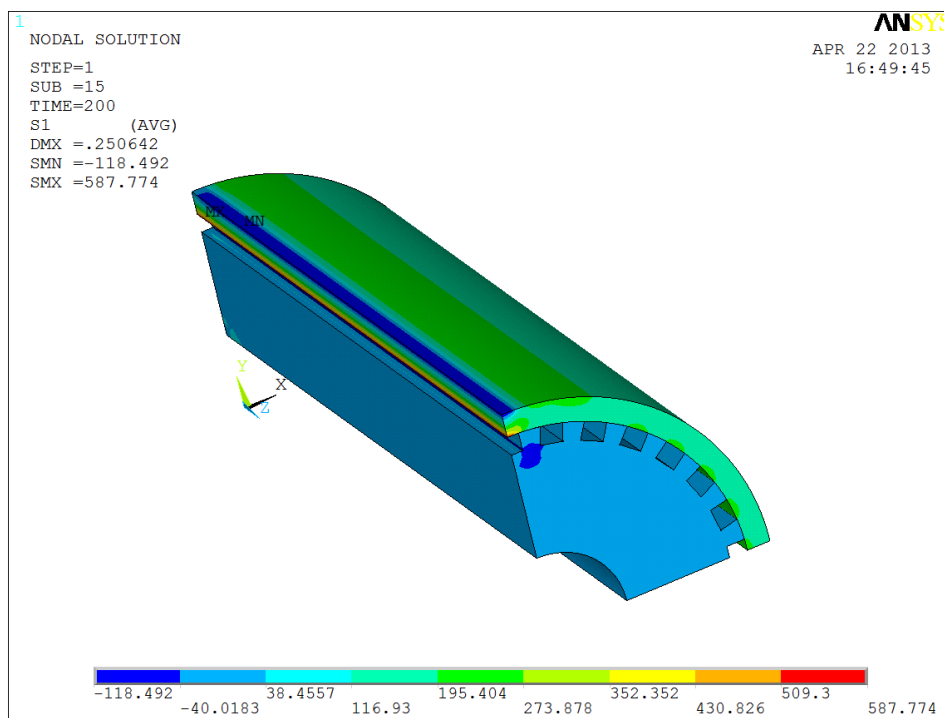


Figura 3.1.11: Vista assometrica sull'andamento delle tensioni nel Modello 2

Selezionando solamente la camicia si individua una zona di compressione presente sopra la cava subito sotto al carico di laminazione che aumenta fino ai 590 MPa del suo bordo interno.

Tutte queste particolarità ora introdotte verranno successivamente trattate tramite i Path longitudinali e trasversali.

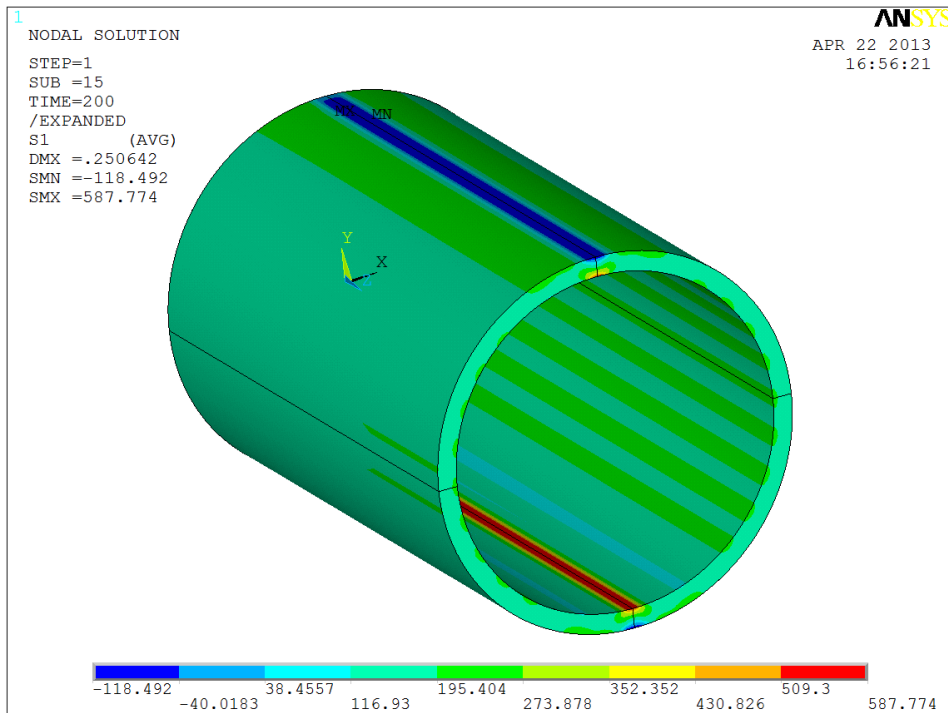


Figura 3.1.12: Particolare dell'intera camicia sull'andamento delle tensioni

Spostamenti: pressione + interferenza

A differenza del caso tensionale, per quanto concerne gli spostamenti non sono presenti valori diversi nonostante una presenza combinata di interferenza e pressione superficiale.

Rispetto a prima non c'è però la stessa localizzazione del picco: si individua in mezzeria, nella zona libera dalla pressione di lavoro, dove il corpo è libero di deformarsi.

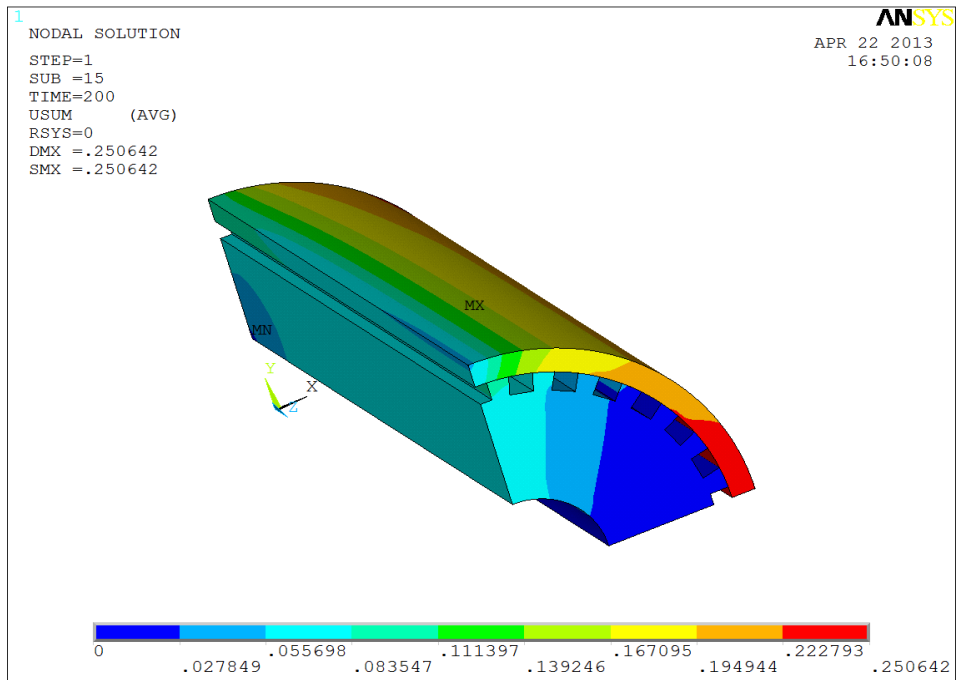


Figura 3.1.13: Assonometria dell'andamento degli spostamenti totali nel Modello 3

Vengono ora rappresentati graficamente gli spostamenti lungo le direzioni  $x$  e  $y$  relative al modello intero e alla sola camicia.

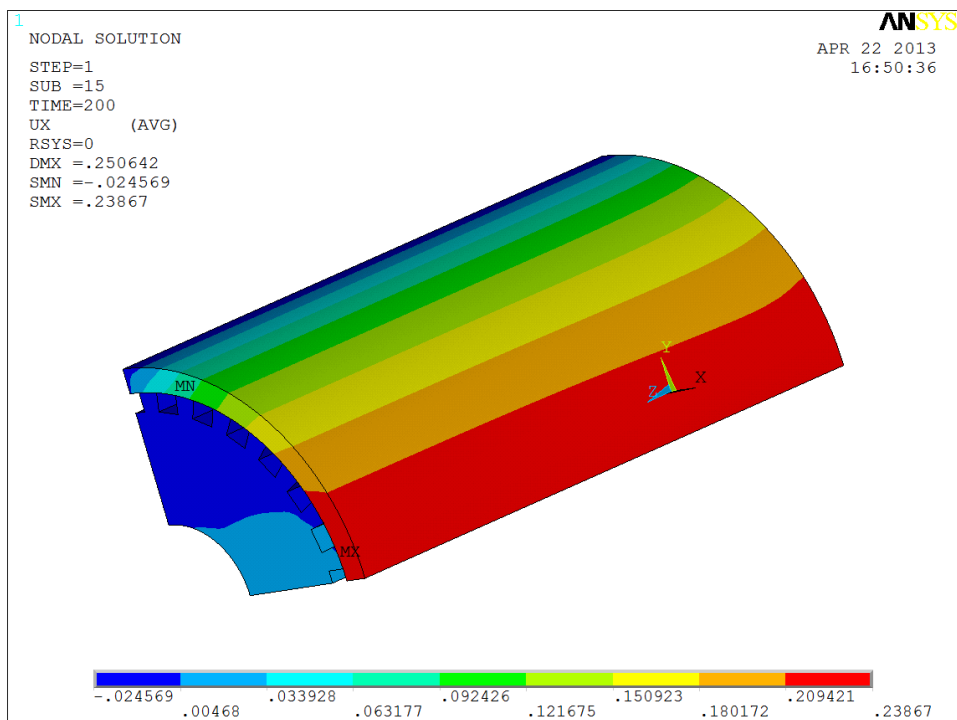


Figura 3.1.14: Vista assometrica sull'andamento degli spostamenti  $U_x$

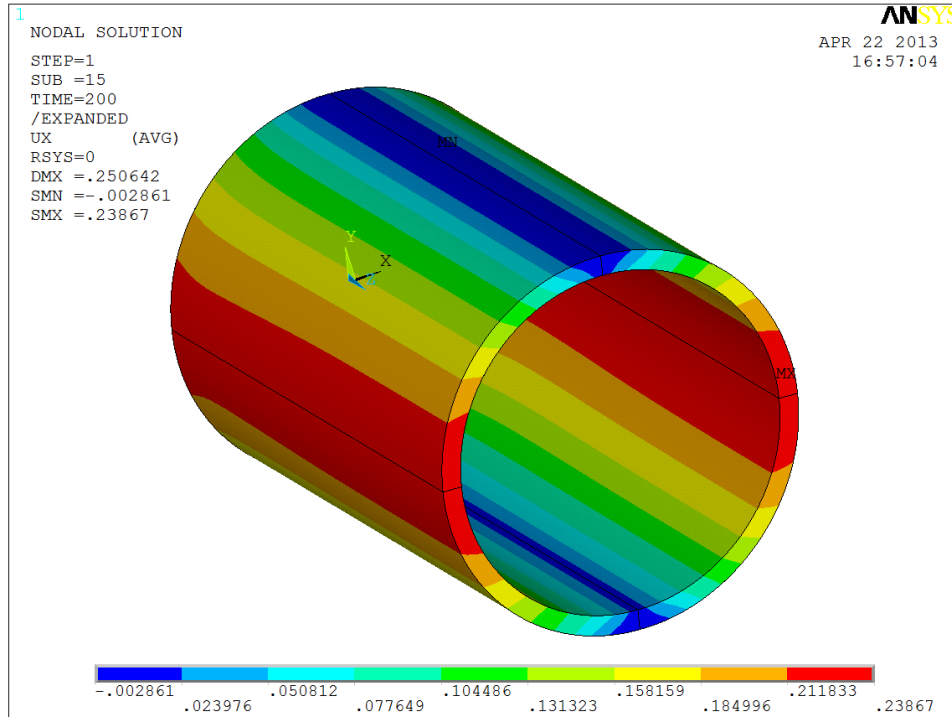


Figura 3.1.15: Particolare dell'intera camicia sull'andamento degli spostamenti  $U_x$

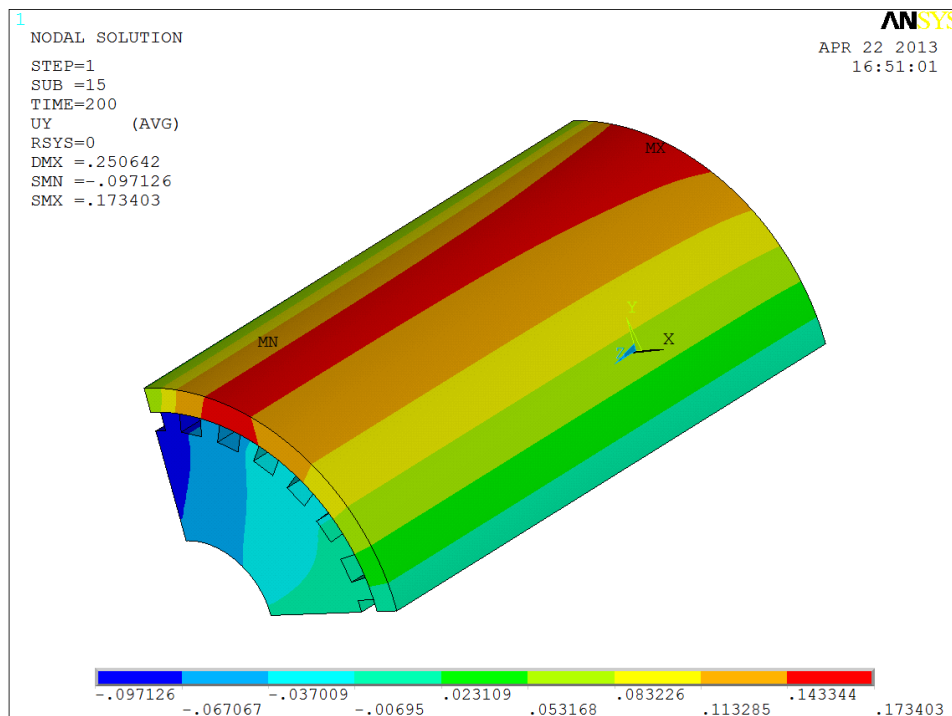


Figura 3.1.16: Vista assometrica sull'andamento degli spostamenti  $U_y$

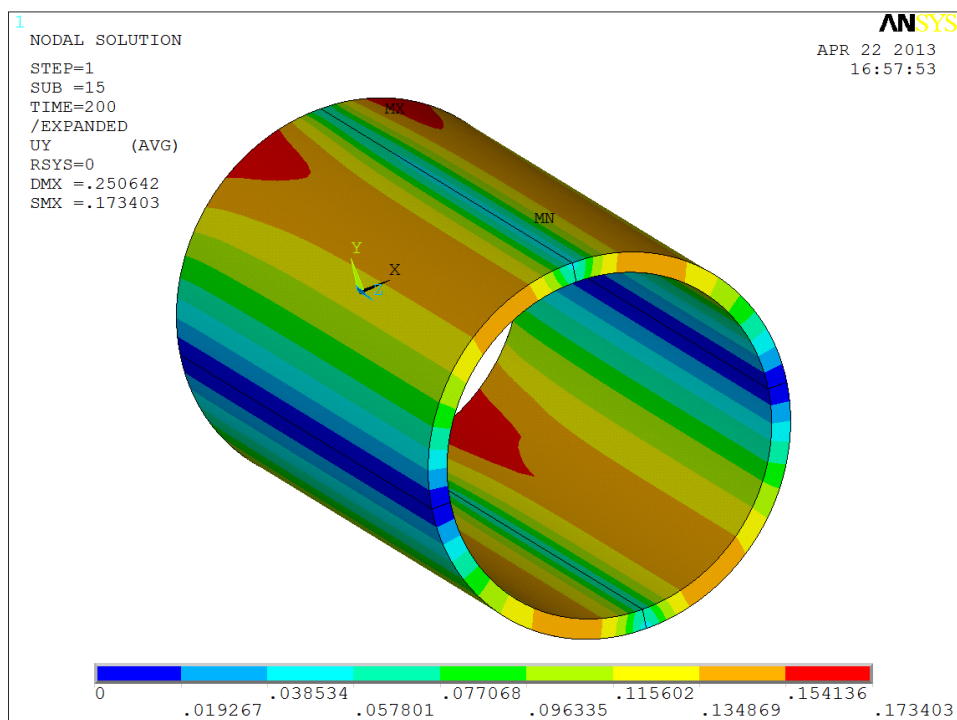


Figura 3.1.17: Particolare dell'intera camicia sull'andamento degli spostamenti  $U_y$

Dalle figure è evidente come la distribuzione dei picchi di deformazione sia opposta:

- Direzione  $x$ : il massimo si ha in mezzeria dove non è presente nessun carico
- Direzione  $y$ : il massimo si ha a estremo libero a fianco dell'area di applicazione del carico

Come ci si aspettava, la deformazione lungo  $x$  è maggiore nella zona di bordo libero, dove non è presente alcun vincolo, oltre all'assenza di rulli e contro rulli.

I valori, comunque, rimangono molto contenuti, specie in direzione  $y$ .



### 3.1.3 MODELLO 3

A differenza del modello precedente non è presente lo step relativo all'interferenza ma c'è un unico volume sottoposto a pressione di laminazione: questa semplificazione permette di avere una soluzione lineare e quindi dal minor peso computazionale.

Il guadagno maggiore si ha, quindi, in termini di tempo di calcolo della soluzione: si deve verificare che questa semplificazione non allontani i risultati da quelli più corretti trovati in precedenza.

#### Tensioni

La soluzione di questo modello è quasi coincidente al Modello 1, ma molto distante da quella del Modello 2: si passa dai 180 MPa attuali ai 590 MPa dell'altro caso.

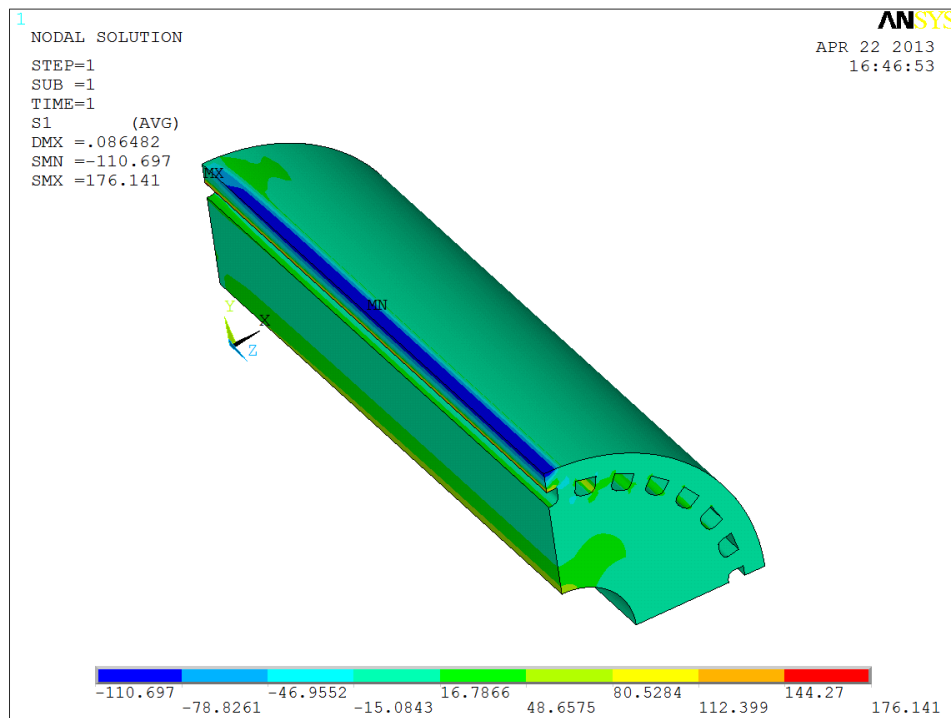


Figura 3.1.18: Vista assometrica sull'andamento delle tensioni nel Modello 3

## Spostamenti

Nella figura che segue si ha un picco massimo che è in linea con gli stessi trovati in precedenza negli altri due modelli: i valori di spostamento risultano quindi molto contenuti ancora.

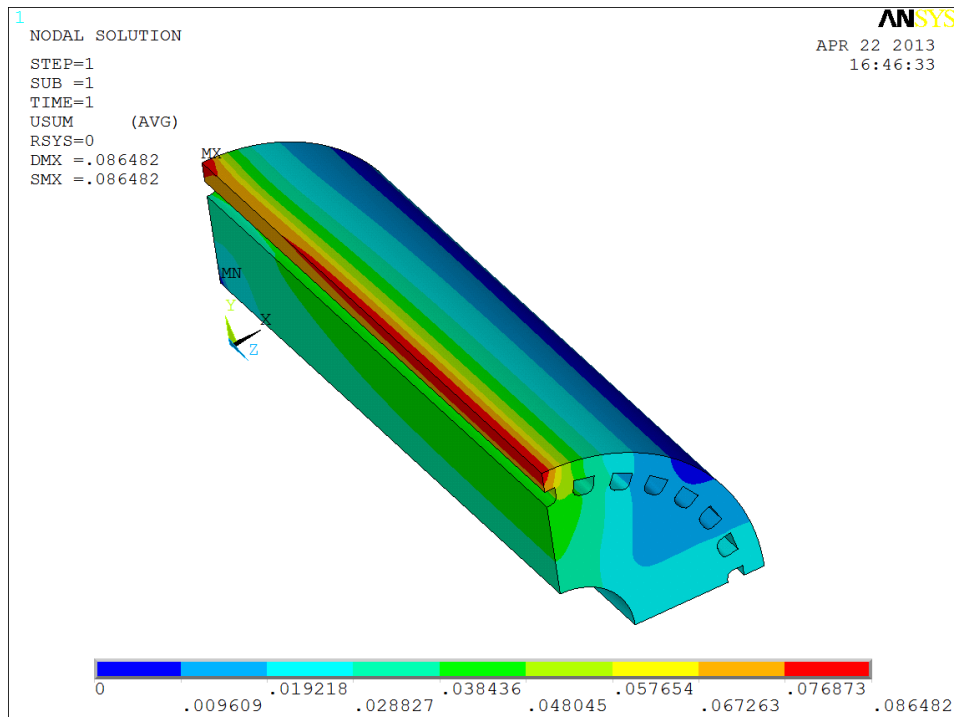


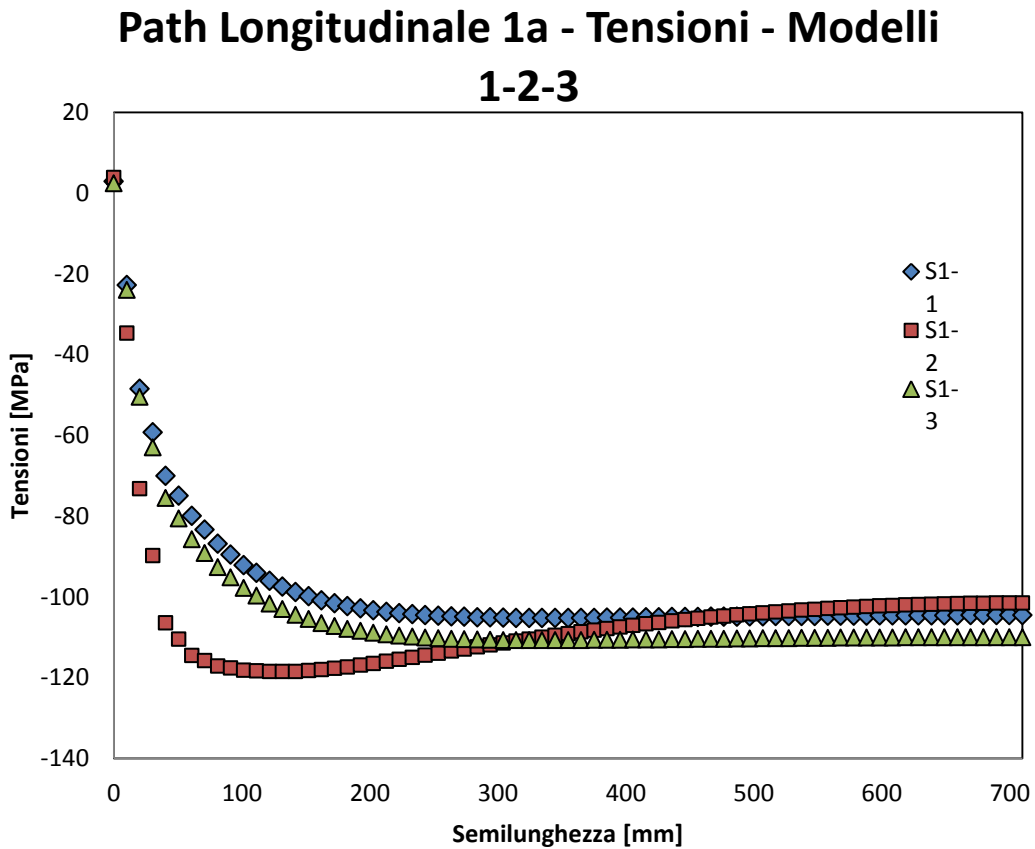
Figura 3.1.19: Vista assometrica sull'andamento degli spostamenti nel Modello 2

### 3.1.4 CONFRONTO RISULTATI OTTENUTI

Di seguito sono presentati i 3 modelli studiati lungo i Path di interesse introdotti nel capitolo precedente.

I valori di interesse, ai fini del caso, sono la prima tensione principale (S1) e le componenti di spostamento lungo  $x$  e  $y$  (UX e UY).

Tensioni

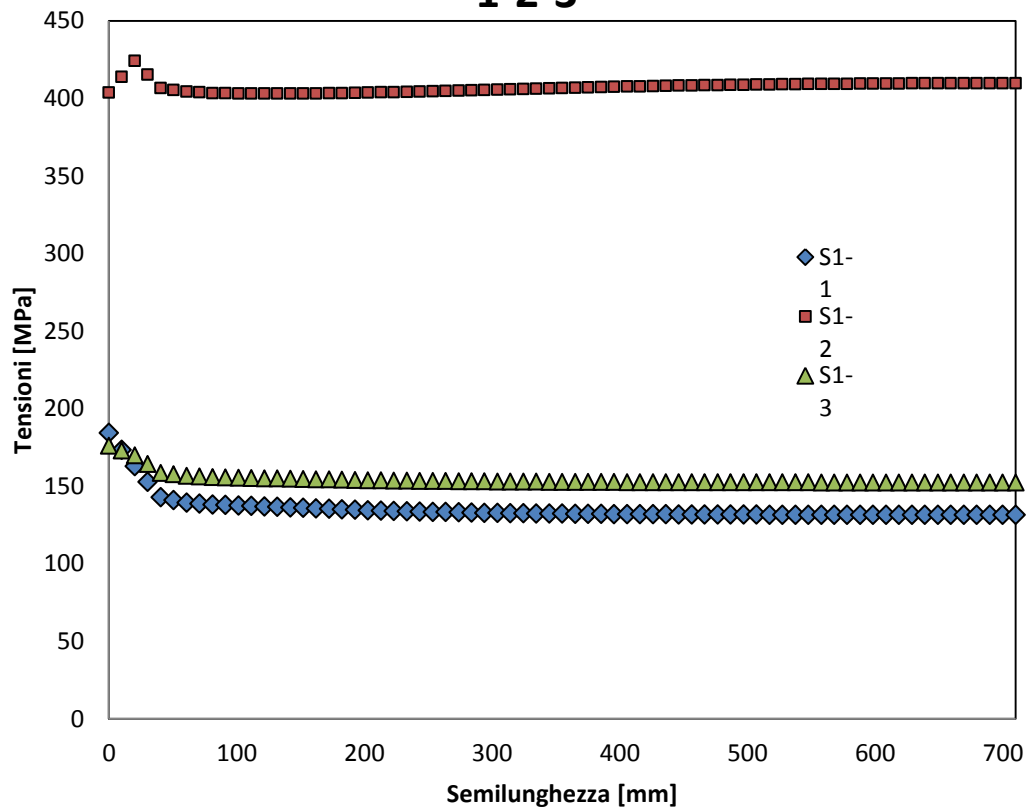


Lungo la pressione di laminazione si osserva un'ottima aderenza tra i modelli 1 e 3: i valori di tensioni sono praticamente coincidenti. Nel Modello 2 si ha invece una maggiore compressione a bordo libero.

Questa compressione è un fattore positivo in tutti i modelli, dato che non ci si trova ad avere un elemento sottoposto a trazione.

Procedendo verso la mezzeria del rullo c'è un appiattimento dei valori verso un valore che si attesta sui 100-110 MPa di compressione.

## Path Longitudinale 1b - Tensioni - Modelli 1-2-3

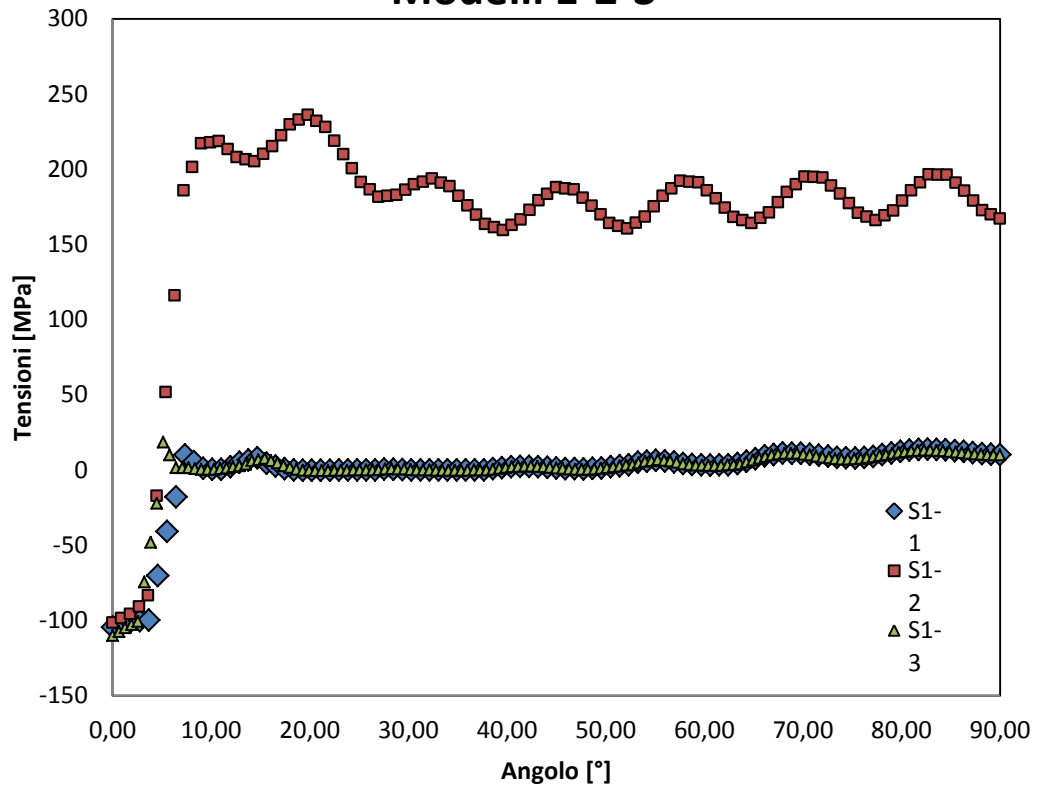


Nelle superfici del bordo superiore delle cave (Modello 1) e interno della camicia (Modelli 2 e 3), sono presenti dei valori pressoché costanti in ogni modello: le tensioni si distribuiscono in un plateau.

C'è ancora una buona aderenza tra i Modelli 1 e 3 con valori che si attestano a circa 150 MPa.

Ben diversa è la situazione del Modello 2 in cui l'effetto combinato dell'accoppiamento interferente e della pressione di laminazione comporta un plateau attorno ai 400 MPa, con un picco di 430 MPa.

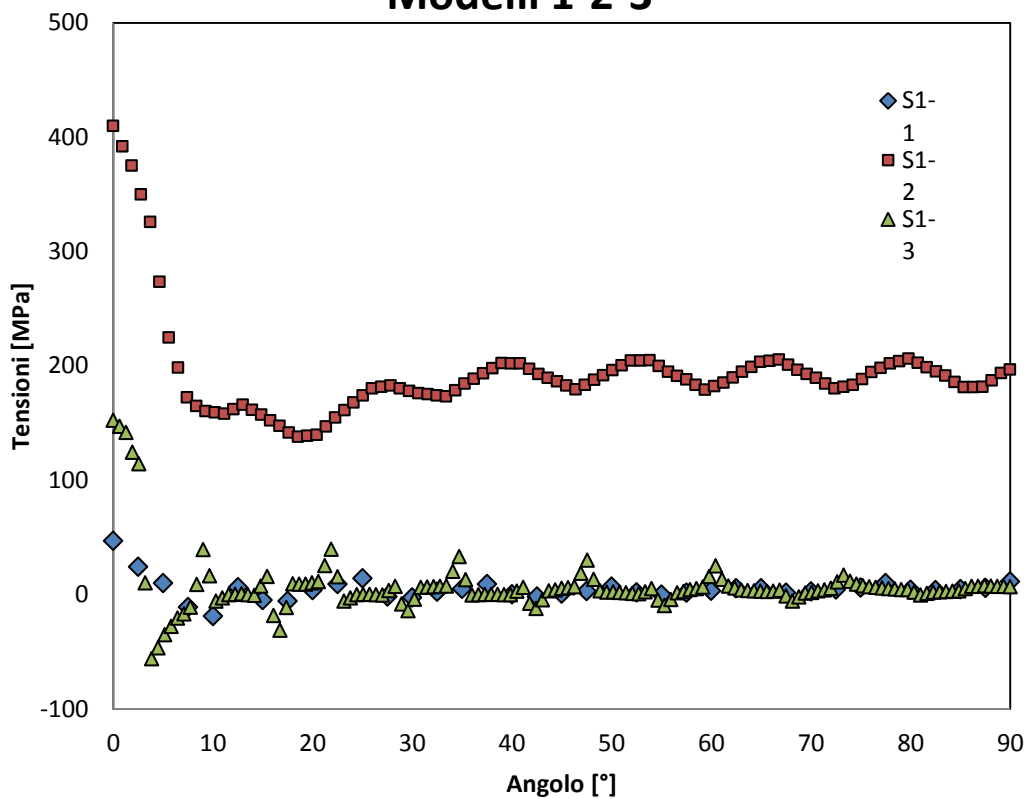
### Path Circonferenziale 2a - Tensioni - Modelli 1-2-3



Le tensioni del Modello 2 risultano anche in questo caso ben maggiori rispetto a quelle degli altri due modelli.

In particolare nel Modello 2 è messo in evidenza l'andamento "a onde" che mette in risalto l'effetto dei denti in presa nella zona di accoppiamento.

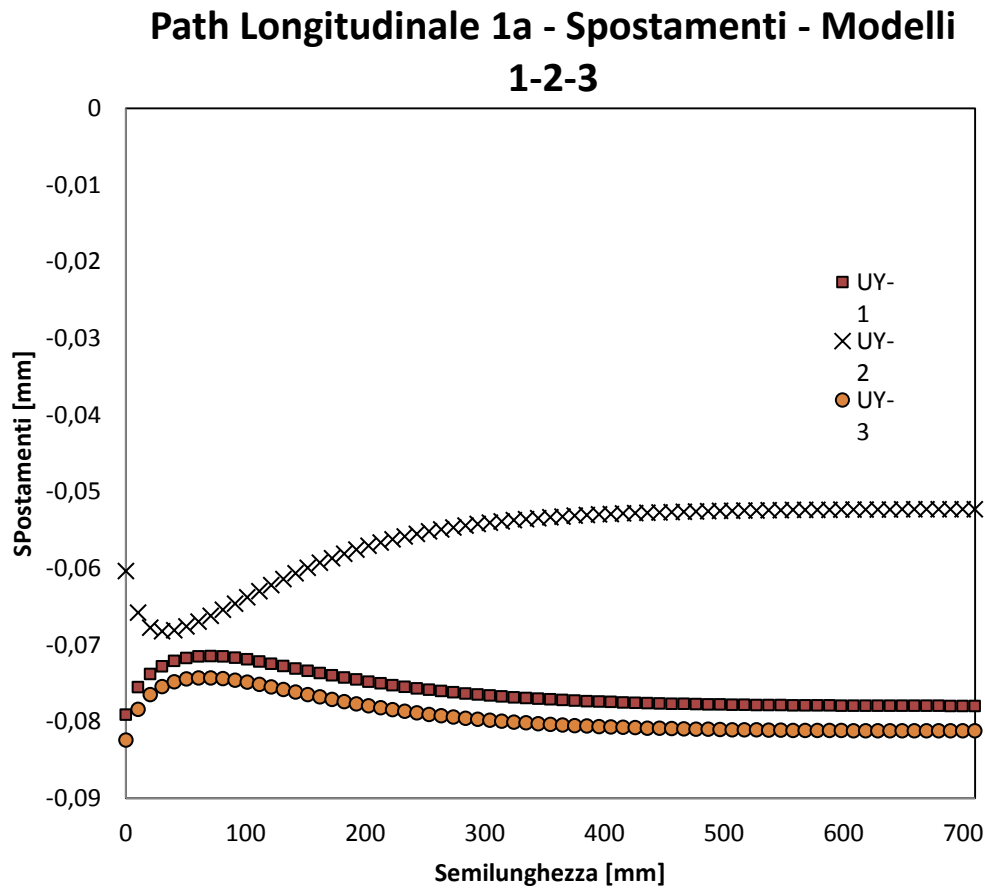
## Path Circonferenziale 2b - Tensioni - Modelli 1-2-3



Nel bordo interno della camicia e nel bordo superiore delle cave l'andamento è simile.

In particolare nel Modello 2 le tensioni sono circa dimezzate: i massimi valori sono attorno 150 MPa, parte iniziale esclusa. Sono valori comunque ben inferiori ai 400 MPa presenti all'esterno della camicia.

Spostamenti



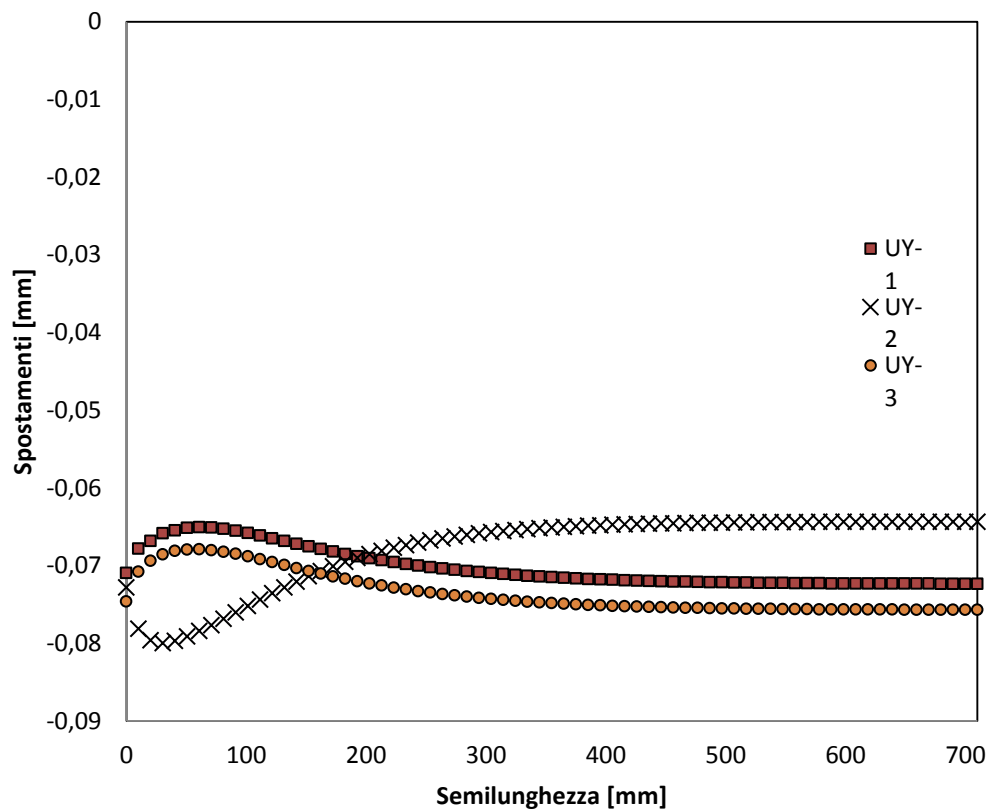
All'esterno della camicia, nella zona di laminazione, è ancora presente una buona sovrapposizione tra i Modelli 1 e 3 mentre il Modello 2 ha un andamento speculare. Questo particolare andamento è dettato dal fatto che nel modello con interferenza il dente in presa riduce l'abbassamento provocato dalla pressione di laminazione dal momento che hanno direzioni opposte.

I valori di abbassamento massimo si hanno comunque nel Modello 1, mentre entrambe le soluzioni con camicia presentano valori di deformazione leggermente inferiori.

Essendo l'abbassamento in mezzzeria l'aspetto più critico individuato dall'azienda durante il processo di laminazione, questo primo risultato mette in evidenza un

comportamento leggermente peggiore del rullo costituito da un blocco unico rispetto al rullo accoppiato ad una camicia.

### Path Longitudinale 1b - Spostamenti - Modelli 1-2-3

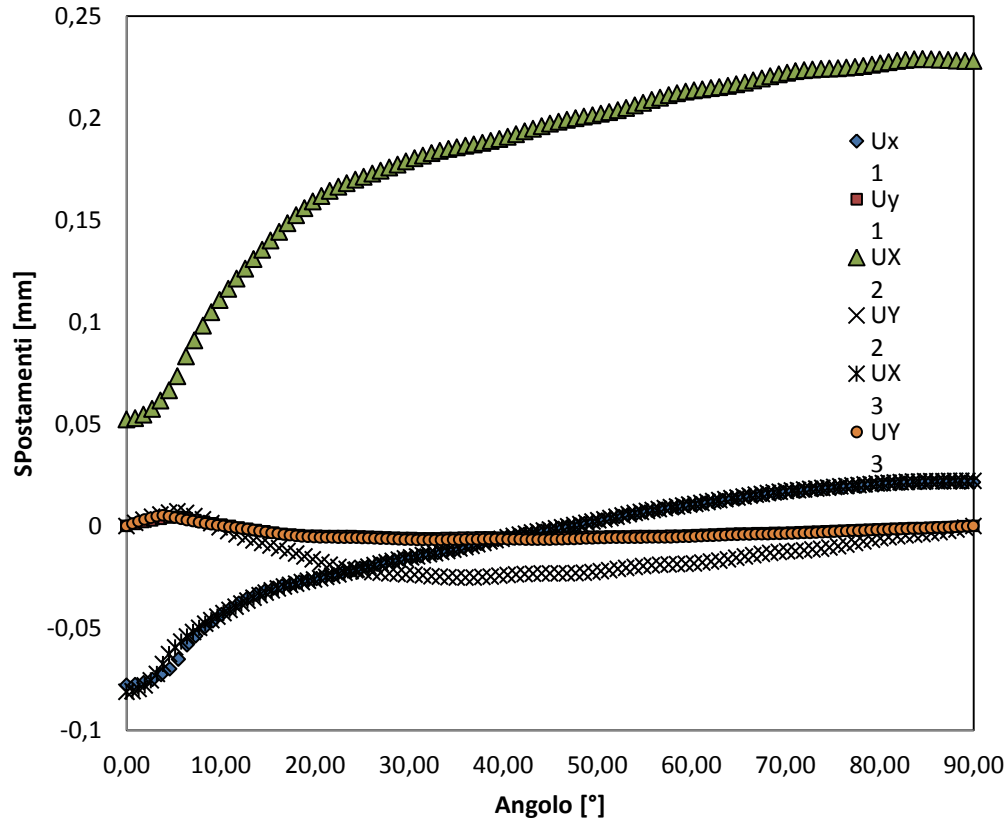


Internamente, invece, i Modelli 1 e 3 hanno un andamento opposto al precedente. Il Modello 2 rimane ancora il migliore: eccetto nella zona a bordo libero, in mezzeria vi è uno spostamento minore degli altri.

I valori, comunque, rimangono ancora molto bassi: si tratta dell'ordine del 1/100 di mm.



### Path Circonferenziale 2a - Spostamenti - Modelli 1-2-3

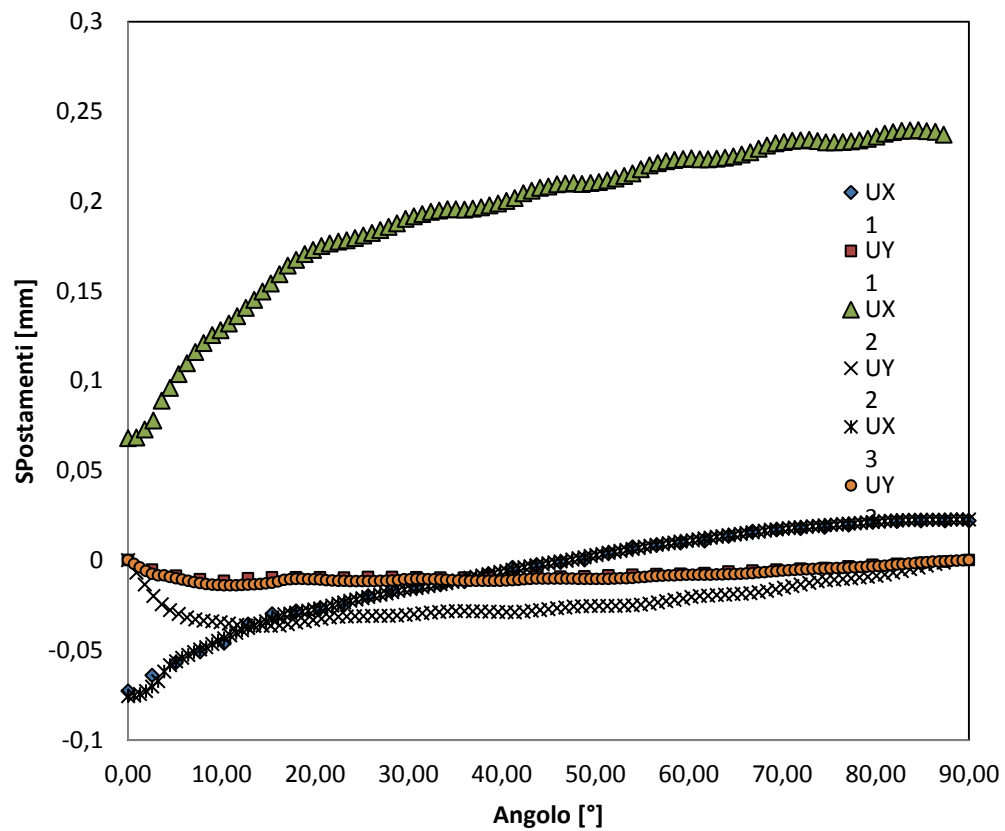


Nel bordo esterno si ripete ancora la buona sovrapposizione dei Modelli 1 e 3: anche in questi casi i valori di deformazione raggiungono un valore massimo inferiore a 1/10 di mm nella zona prossima alla laminazione.

Uno spostamento superiore è presente lungo x, che cresce man mano che si raggiunge la zona di bordo libero in mezzeria, in cui il corpo è libero di deformarsi, in quanto non vi è applicata pressione di laminazione o del controllo.

Pertanto tale valore, seppure molto più elevato ma comunque contenuto rispetto agli altri, non incide nella buona riuscita del processo.

### Path Circonferenziale 2b - Spostamenti - Modelli 1-2-3



Risultati simili al precedente li fornisce il Path interno, sia per quanto riguarda i valori sia per quanto riguarda gli spostamenti.

### 3.1.5 VERIFICA STATICA E A FATICA

L'analisi tensionale effettuata finora considera i carichi applicati staticamente: niente è detto riguardo alla storia di carico, e quindi alla fatica.

Richiamando alcuni concetti teorici, si ricorda che le strutture, e molto più spesso gli organi delle macchine, sono soggetti a sollecitazioni che si ripetono per un numero di cicli molto elevato, anche milioni di volte.

Si possono pertanto manifestare nel tempo delle rotture per carichi nettamente inferiori a quelli critici da un punto di vista statico.

Osservando le rotture è evidente la mancanza di deformazioni plastiche, quasi che le proprietà di duttilità del materiale non siano state messe in gioco.

Per descrivere l'insieme di queste sollecitazioni periodiche nel tempo si usa il termine di *sollecitazioni di fatica*.

Nel caso in esame, in particolare per il modello in cui è presente l'accoppiamento interferente, si hanno valori di tensioni piuttosto elevati: circa 400 MPa.

Dal punto di vista statico, si è ben distanti dai valori di snervamento e di rottura, rispettivamente 1100 MPa e 1400 MPa.

Passando ad un discorso in cui è presente una storia di carico (quindi fatica) il problema diventa più complesso: il cilindro, trovandosi in rotazione, è sottoposto ciclicamente alla pressione di laminazione esercitata dal laminato e dal contro rullo.

Risulta pertanto utile, visti i valori di tensione elevati presenti nel Modello 2, eseguire un'analisi anche di fatica per questo tipo di modello.

Come dati di input del materiale di realizzazione dei componenti si ha:

- Alta temperatura ( $> 300^{\circ}\text{C}$ )
  - $\sigma_R = 700 \text{ MPa}$
  - $\sigma_{A,R=-1} = 350 \text{ MPa}$
- $< 300^{\circ}\text{C}$ 
  - $\sigma_R = 1400 \text{ MPa}$

$$\circ \sigma_{A,R=-1} = 700 \text{ MPa}$$

Le condizioni in cui si trova il componente in esame è di una temperatura inferiore ai 300°C: nel calcolo dei coefficienti di sicurezza si prendono quindi in analisi le caratteristiche di  $\sigma_R = 140 \text{ MPa}$  e  $\sigma_{A,R=-1} = 700 \text{ MPa}$ . Questo lo si può affermare dal momento che, eccetto nell'esigua area in cui il materiale fuso è a contatto col cilindro, il resto si trova a contatto con l'aria; inoltre nelle cave è presente acqua refrigerante per mantenere sotto controllo la temperatura dell'oggetto.

Dai valori ricavati dall'analisi statica nel FEM si ha:

- $\sigma_{\min} = -120 \text{ MPa}$  che è la tensione di sola interferenza
- $\sigma_{\max} = 590 \text{ MPa}$  che è la tensione massima presente nel caso di interferenza più il carico agente

Dati tutti questi valori iniziali è possibile risalire ai valori di  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  e  $\sigma_{A,R}$ .

Il valore di  $\sigma_a$  è ricavabile mediante la seguente formula:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Il valore di  $\sigma_a$  ricavato è di 355MPa.

Per quanto riguarda  $\sigma_m$  si usa la formulazione:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2}$$

Inserendo i valori trovati al FEM si ottiene  $\sigma_m = 235 \text{ MPa}$ .

Si è in grado di risalire anche al rapporto di ciclo R, che in questa caso vale:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-120}{590} = -0,2$$

Per determinare i valori di  $\sigma_A$  si utilizza il diagramma di Goodman-Smith, rappresentato nella figura successiva.

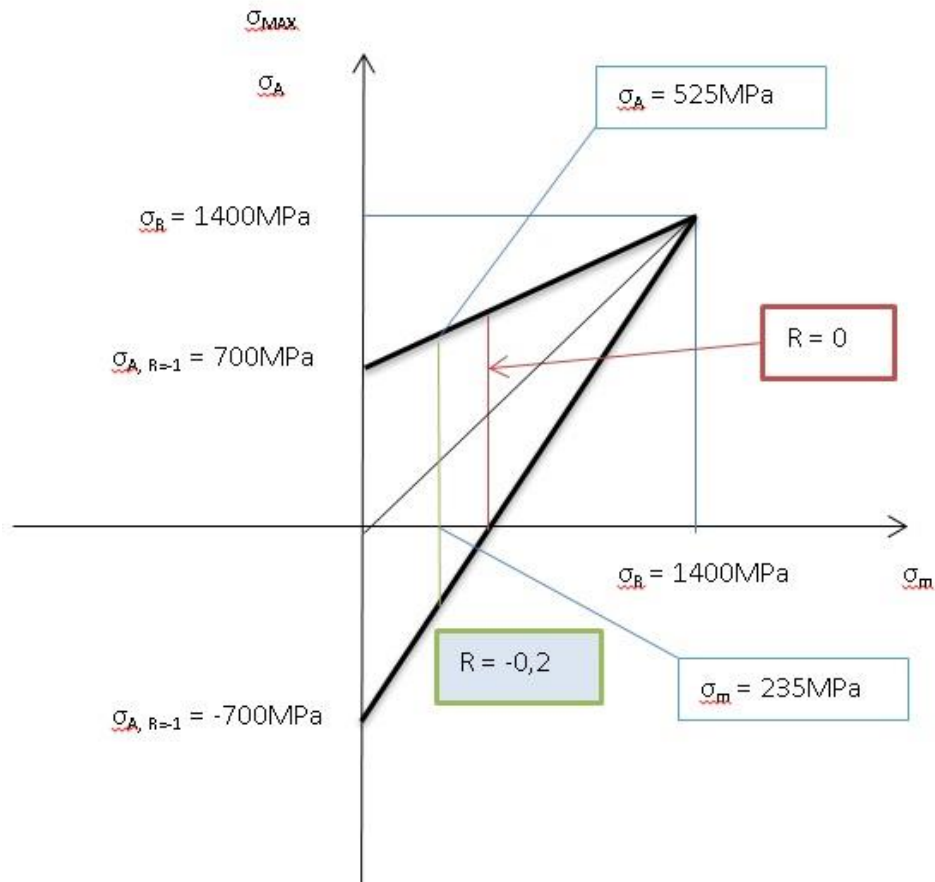


Figura 3.1.20: Diagramma di Goodman-Smith

E' possibile ricavare analiticamente, per entrambi i casi, i valori di  $\sigma_{A,R}$  mediante la relazione:

$$\sigma_{A,R} = \frac{\sigma_{A,R=-1} * \sigma_R}{\sigma_{A,R=-1} * \frac{R+1}{1-R} + \sigma_R}$$

Con i dati che si riferiscono al materiale in esercizio ad una temperatura inferiore ai 300°C, si ricava  $\sigma_{A,R=0.2} = 525 \text{ MPa}$ .

Si passa in seguito al calcolo del coefficiente di sicurezza a fatica diagrammando i risultati ottenuti; per il calcolo del fattore di sicurezza si considera:

$$v_F = \frac{\sigma_A(\sigma_m)}{\sigma_a}$$

Quindi per i casi in esame si ha che:

$$- \quad v_f = 525/355 = 1,48$$

Il calcolo del coefficiente di sicurezza a fatica appena visto fa parte dei casi in cui vi è assenza di un precarico statico. Il caso in esame tratta invece un elemento meccanico inizialmente precaricato a causa delle tensioni che si sviluppano per la presenza dell'accoppiamento interferente.

In letteratura è presente la soluzione per questo caso tramite l'utilizzo del diagramma di Haigh modificato: in questo modo è possibile ovviare a tale problematica.

Per calcolare il nuovo valore di  $\sigma_A$  si utilizza la formulazione seguente:

$$\sigma_{A,R} = \frac{1 - \frac{\sigma_{pr}}{\sigma_R}}{\frac{R+1}{1-R} * \frac{1}{\sigma_R} + \frac{1}{\sigma_{A,R=-1}}}$$

Il valore di  $\sigma_{pr}$  che compare a numeratore sta proprio ad indicare la tensione dovuta al precarico statico: questa tensione è la massima che si ha quando è presente l'accoppiamento ma non è ancora applicato il carico. Il valore che si trova è di 240 MPa.

A questo punto è possibile sostituire i valori e si ottiene una  $\sigma_{A,R=0,2}$  pari a 435 MPa.

Come per il diagramma di Goodman-Smith, il coefficiente a fatica si calcola come rapporto tra le ampiezze massime e di ciclo, ottenendo:

$$- \quad v_f = 435/355 = 1,23$$

Il valore trovato è notevolmente basso poiché ci si trova in prossimità delle condizioni limite.

Nella formulazione adottata in precedenza i valori delle tensioni sono però riferite ad un rapporto di ciclo  $R = -1$ : per superare questo ulteriore problema, si corregge il valore del coefficiente di sicurezza a fatica tramite le seguenti correzioni:

$$v_f = \frac{\sigma_{A,R=-1}}{\sigma_a} * \left(1 - \frac{\sigma_{pr}}{\sigma_R}\right)$$

Andando a sostituire si trova:

$$v_f = \frac{700}{355} * \left(1 - \frac{240}{1400}\right) = 1,63$$

In questo caso il valore è ben maggiore dei casi visti in precedenza ma anche quello più aderente alla realtà.

Nella figura successiva sono illustrati i diagrammi di Haigh modificati utilizzati per risolvere i casi di precarichi statici.

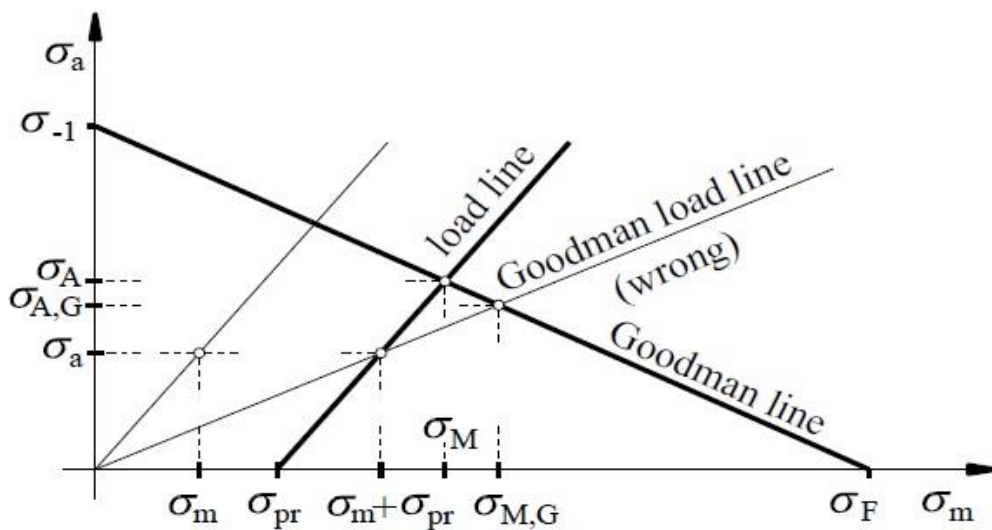


Figura 3.1.21: Dimostrazione della corretta determinazione del coefficiente a fatica dopo applicazione di carichi statici

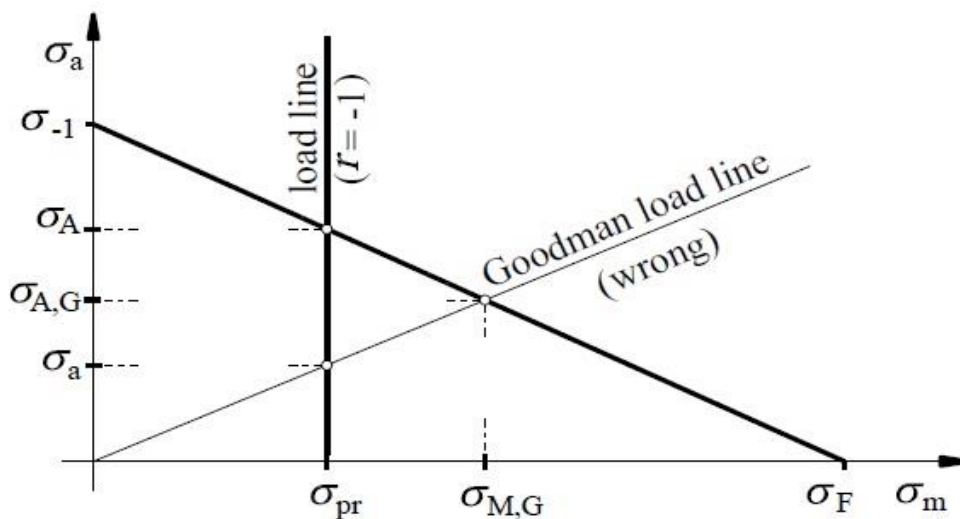


Figura 3.1.22: Confronto tra i risultati per i casi di precarico statico e carico ciclico di tipo  $R=-1$

## 3.2 ANALISI TERMICA

### 3.2.1 MODELLO 1

Nella seguente rappresentazione assonometrica si osserva una degradazione della temperatura dalla superficie di laminazione fino alle cave di raffreddamento.

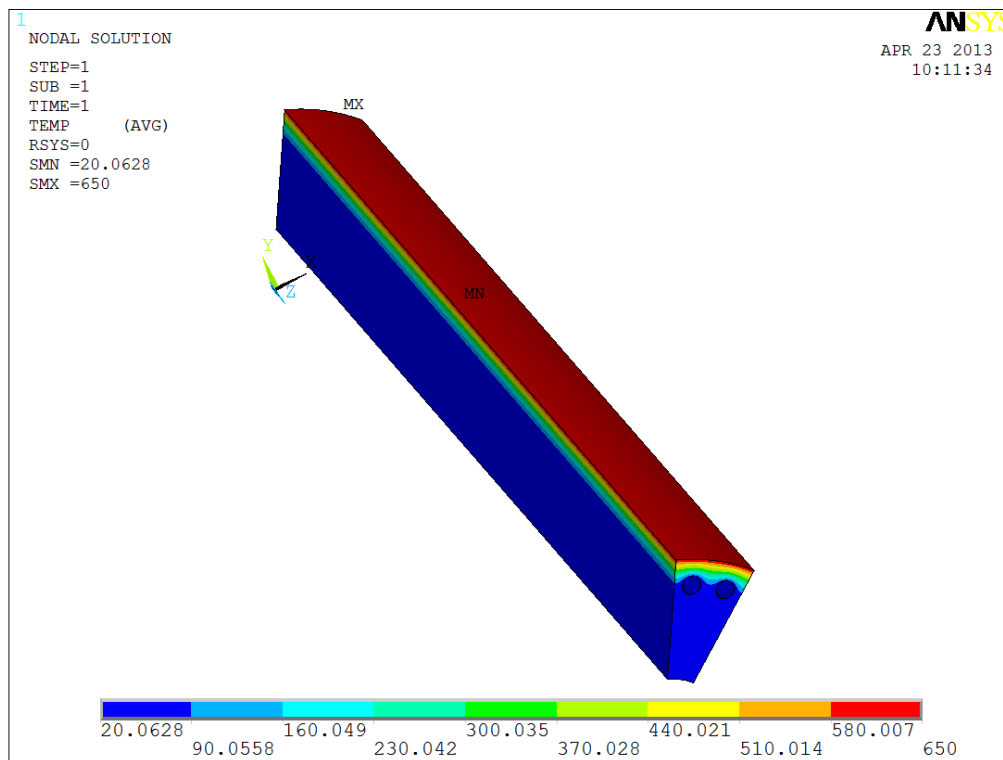


Figura 3.2.1: Vista assonometrica dell'andamento delle temperature nel Modello 1

Per evidenziare in modo più dettagliato i risultati, si utilizzano le sezioni frontale e posteriore per visualizzare i punti più critici della geometria.

In entrambi i casi si individua un degrado costante dalla temperatura di laminazione (650°C) fino alla temperatura ambiente (circa 20°C). La dissipazione del calore si esaurisce ad una distanza pari a circa il centro dei fori delle cave.



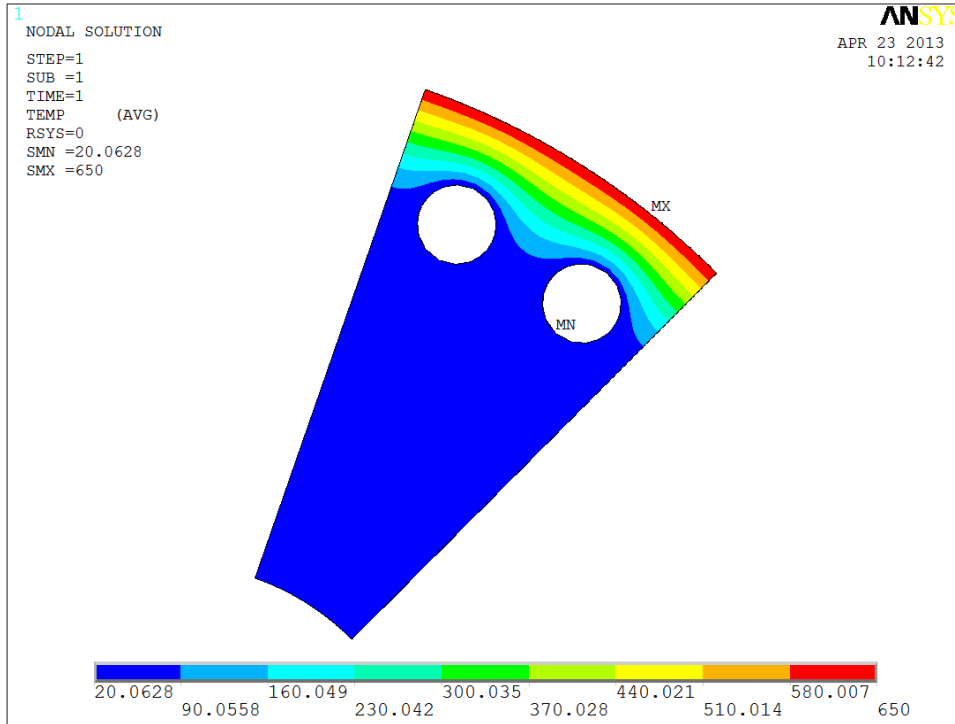


Figura 3.2.2: Andamento temperature nella sezione frontale

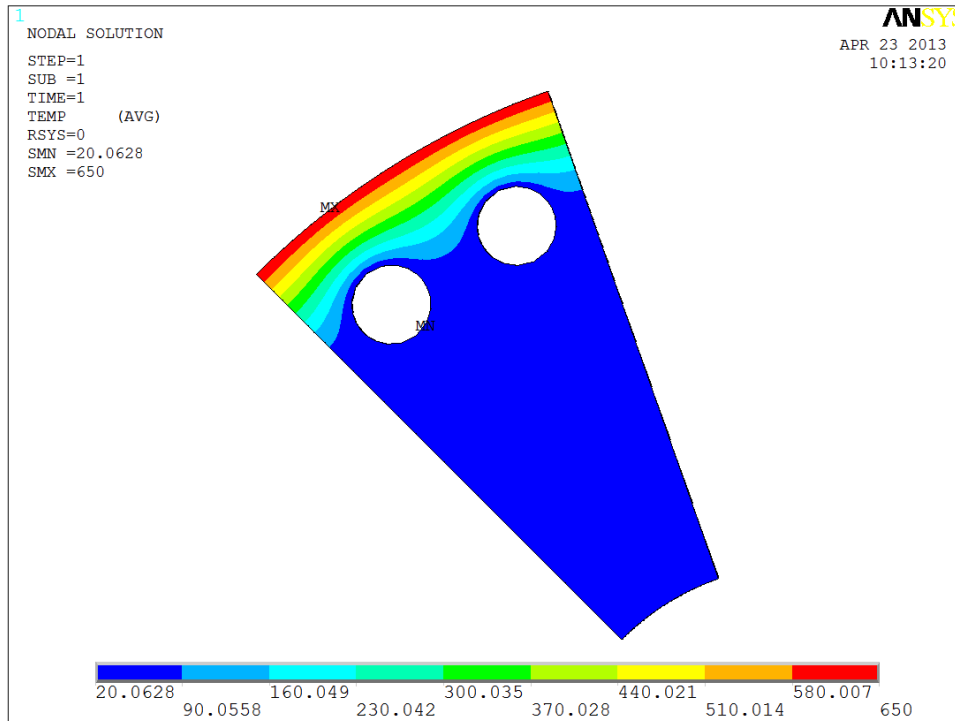
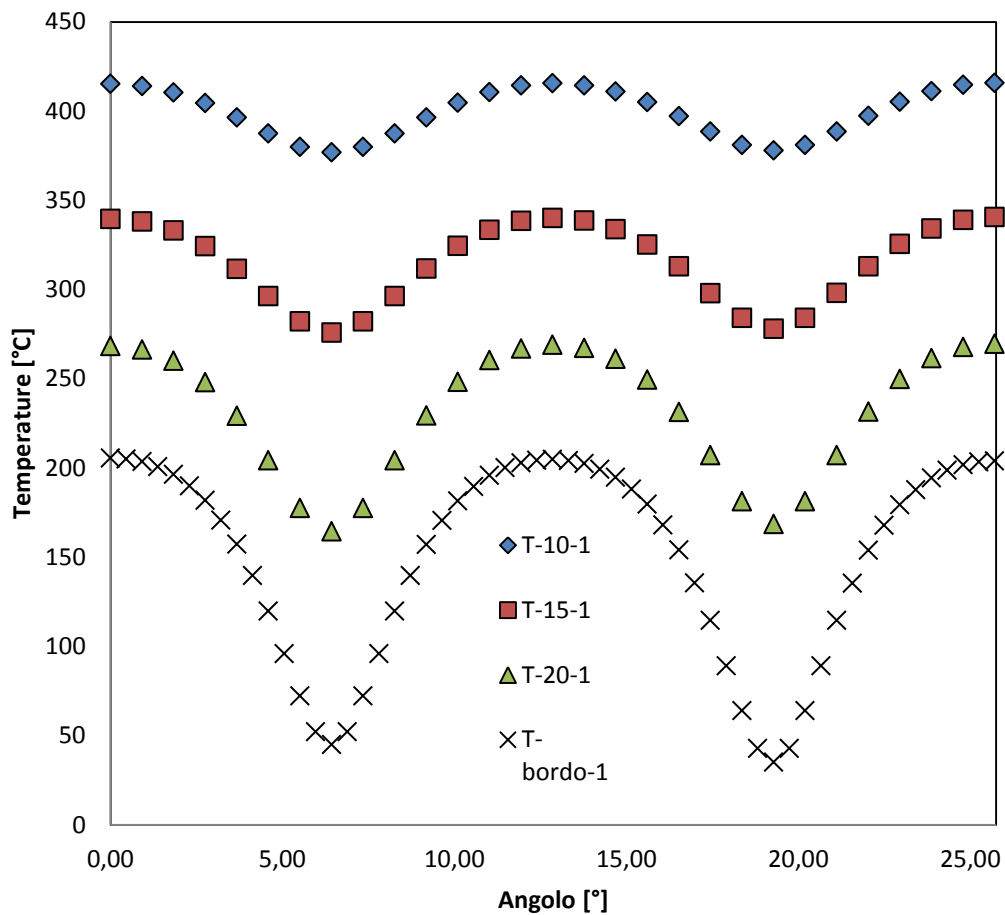


Figura 3.2.3: Andamento temperature nella sezione posteriore

## Andamento Temperature - Modello 1



Nel grafico sono riassunti gli andamenti delle temperature nella sezione frontale tenendo a riferimento diverse distanze dalla superficie del rullo: 10, 15, 20 mm e sul bordo superiore del foro.

E' quindi confermato un degrado costante della temperatura mano a mano che si scende verso le cave.

Evidente è l'andamento a "onde" delle temperature, in particolare in prossimità delle cave, dove la temperatura minima si ha a contatto con il liquido refrigerante (acqua) a bordo cava.

### 3.2.2 MODELLO 2

Come nel modello precedente, l'effetto del raffreddamento del rullo si esaurisce in prossimità della localizzazione delle cave.

Si ricorda che in questo caso non è rappresentato il modello interferente, ma quello semplificato, in cui si va a trattare il rullo come un unico blocco.

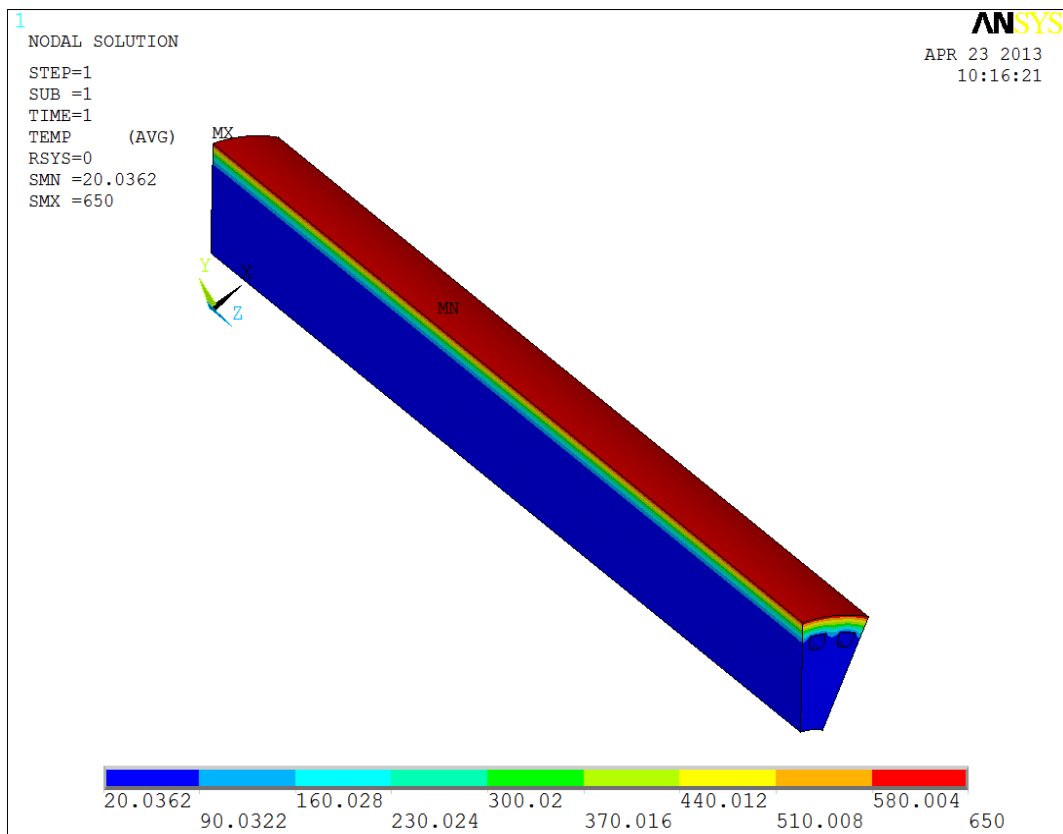
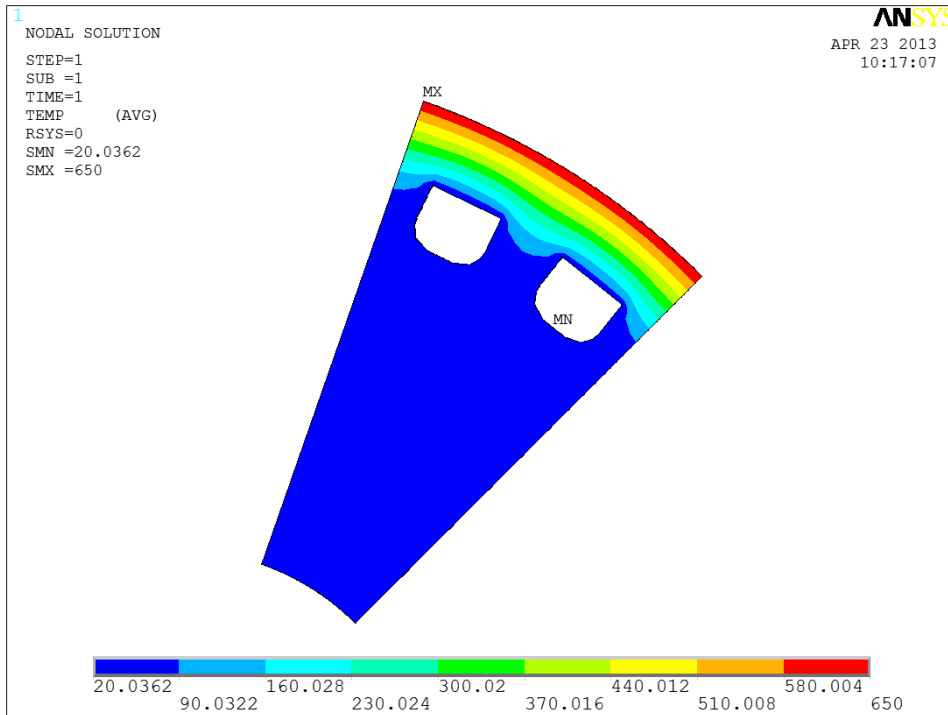
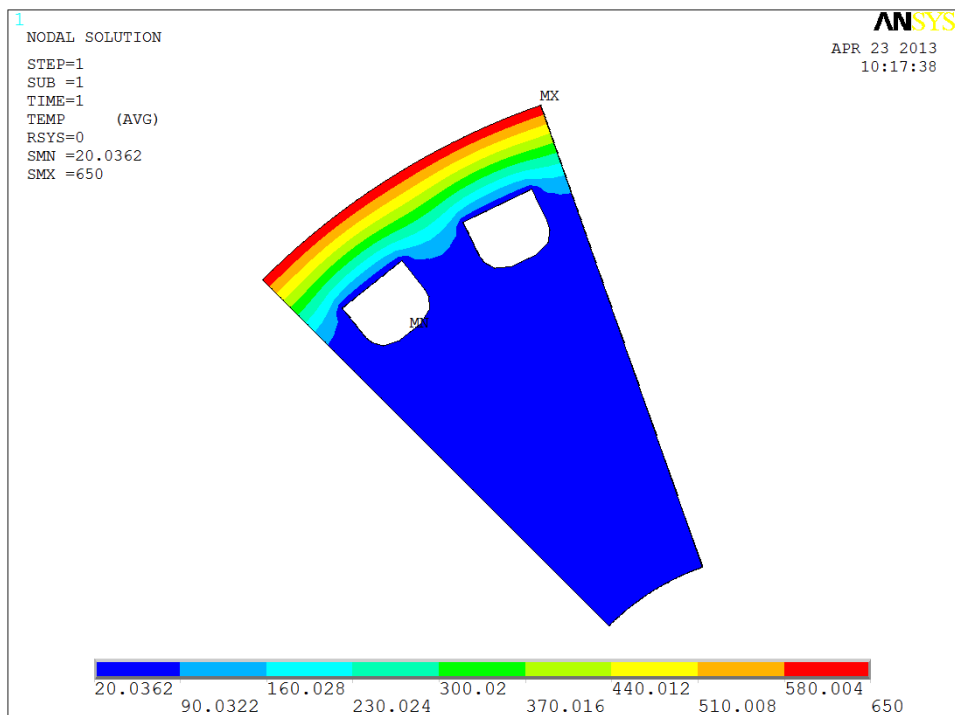


Figura 3.2.4: Vista assometrica dell'andamento delle temperature nel Modello 2

Nelle figure successive sono evidenziate le sezioni frontale e posteriore: in ambo i casi, è presente un buon effetto di dissipazione del calore, che si esaurisce a circa metà altezza della sezione delle cave.

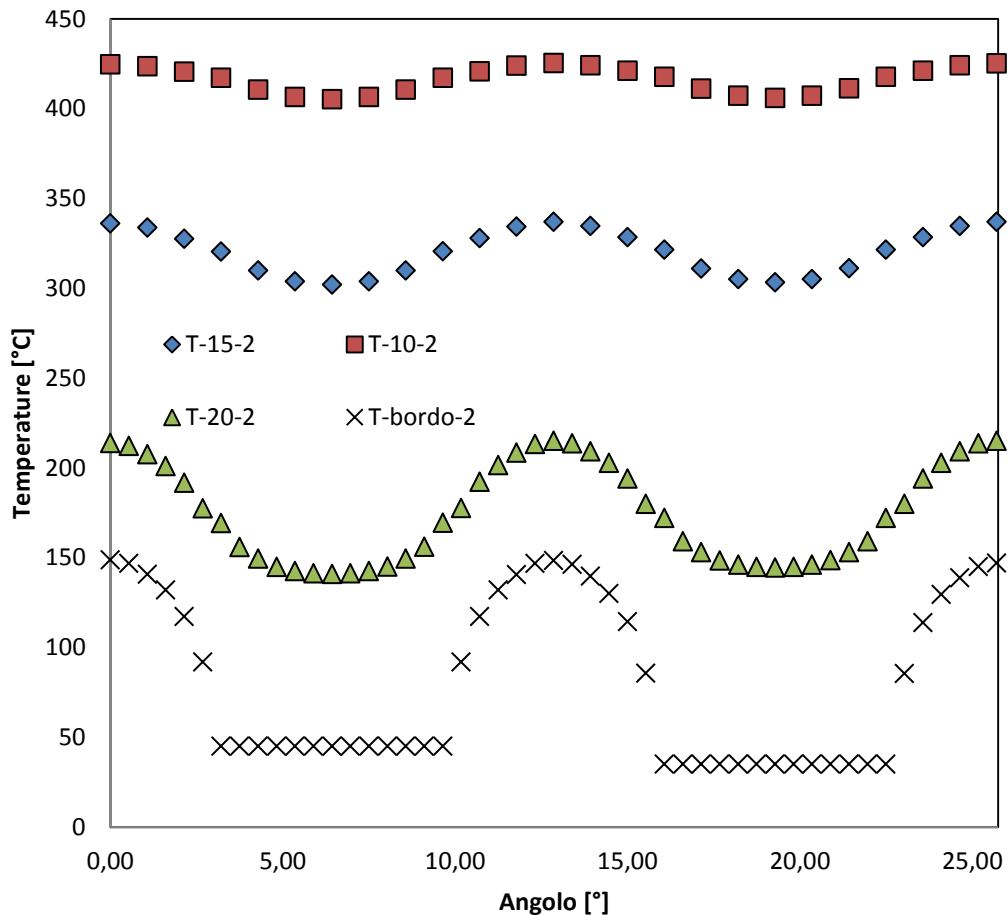


*Figura 3.2.5: Andamento temperature nella sezione frontale*



*Figura 3.2.6: Andamento temperature nella sezione posteriore*

## Andamento Temperature - Modello 2



Come osservato in precedenza, nel grafico sono riassunti gli andamenti delle temperature a partire da distanze diverse dalla superficie di laminazione del rullo: 10, 15, 20mm e sul bordo superiore delle cave (bordo inferiore della camicia).

In questo caso si nota un gradiente assai marcato: dopo una lenta dissipazione del calore all'inizio, si ha un raffreddamento sempre più rapido avvicinandosi al bordo superiore delle cave.

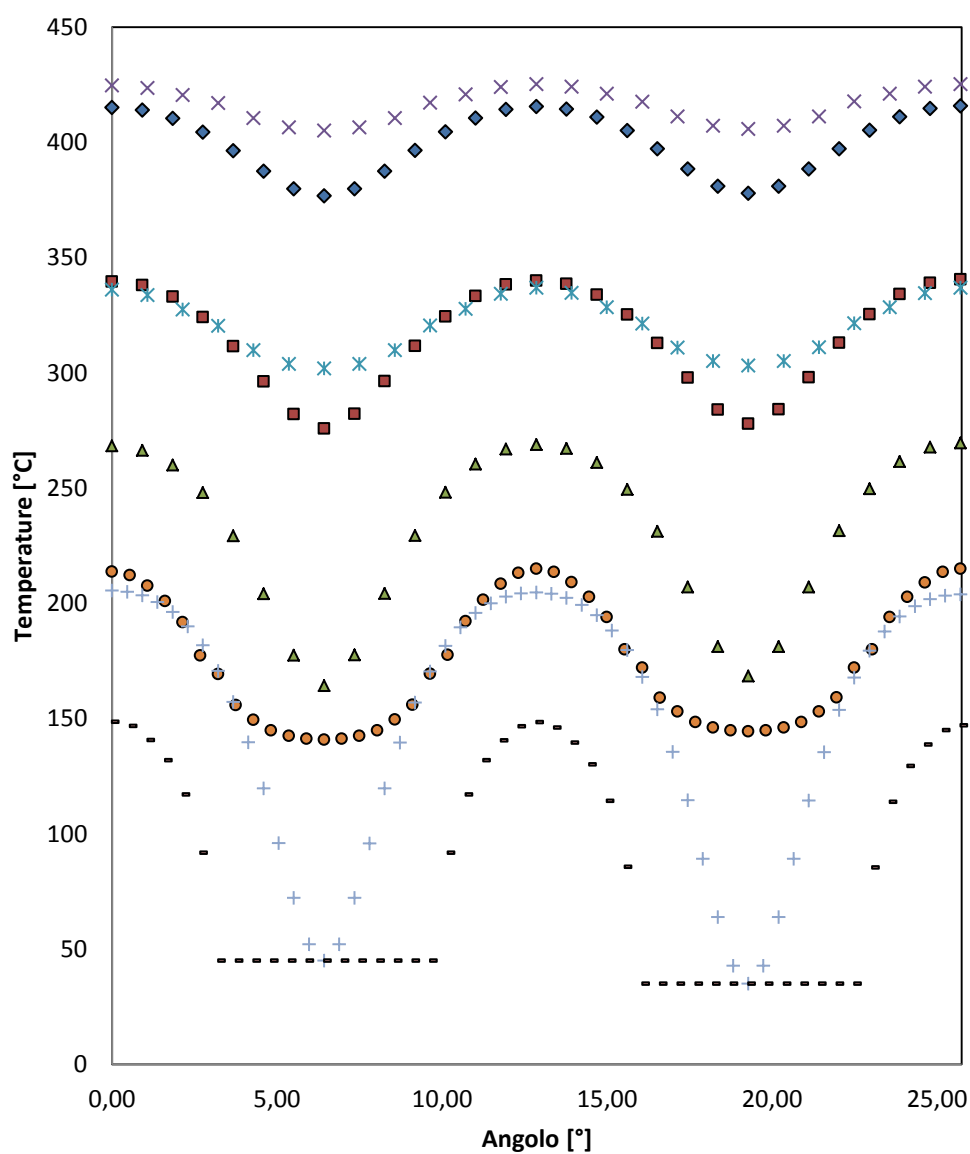
Sulla superficie interna della camicia si evince quindi che la maggior parte della sezione si trova alle temperature di esercizio di 35°C e 45°C (i dati di lavoro).

In questo modello l'andamento "a onde" è piuttosto blando: essendoci un'area maggiormente esposta a raffreddamento, l'effetto di dissipazione è più marcato.

Già a partire dal bordo superiore delle cave, quindi, l'effetto di raffreddamento è quasi del tutto completato.

### 3.2.3 CONFRONTO RISULTATI OTTENUTI

**Temperature - Distanze 10,15,20mm da superficie e bordo foro**



◆ T-10-1   ■ T-15-1   ▲ T-20-1   × T-10-2   \* T-15-2   ● T-20-2   + T-bordo-1   - T-bordo-2

Nel grafico sono visualizzati gli andamenti delle temperature di entrambi i modelli studiati.

Si possono evidenziare risultati diversi: per prima cosa la soluzione a blocco unico presenta una migliore dissipazione nelle zone poco distanti dalla superficie del rullo. Questo vantaggio si esaurisce però presto nel momento in cui si va in profondità.

Per quanto riguarda il secondo modello, invece, questo presenta un gradiente di dissipazione del calore maggiore rispetto al primo: a parità di distanza (15 e 20 mm) vi è un grosso vantaggio in termini di raffreddamento. In particolare, nella zona dei bordi delle sezioni, il rullo con camicia ha una temperatura di circa 35-45°C distribuita in più della metà della sezione: si tratta di un valore ottimale, specie se a confronto con la soluzione di rullo in blocco unico. Nel blocco unico, infatti, le temperature di 35°C e 45°C sono raggiunte solamente nella zona di contatto nel bordo superiore del foro.

Un altro risultato si può osservare sempre nella sezione più interna sotto esame: le temperature massime si attestano sui 200°C nel modello con camicia, di ben 50°C inferiore rispetto alla soluzione con blocco unico (250°C).

Per quanto concerne l'analisi termica è evidente il vantaggio della soluzione del rullo con camicia rispetto alla geometria costituita da un blocco unico.

### **3.3 SCELTA DEL MODELLO MIGLIORE**

Una volta conseguiti i risultati per l'analisi tensionale e termica è possibile procedere all'individuazione della soluzione migliore.

Dal punto di vista tensionale non si riscontrano grosse differenze tra i modelli: entrambi danno valori di tensione distanti dalle condizioni di criticità del materiale.

Passando all'analisi delle sezioni critiche si ha:

- Sezione longitudinale superficiale: in entrambe le soluzioni si ha un andamento pressoché simile tra le tensioni
- Sezione longitudinale presente sul bordo interno della camicia: l'effetto dell'accoppiamento tende a farsi sentire maggiormente con valori piuttosto elevati pari a circa 400 MPa; i valori rimangono comunque distanti da eventuali criticità
- Path circonferenziali: risultati analoghi in entrambi i modelli

Discorso diverso si può fare con le deformazioni: il rullo con camicia presenta spostamenti inferiori rispetto alla soluzione del rullo con blocco unico.

Questo fatto è presente in entrambi i Path analizzati: essendo le deformazioni in mezzeria del rullo che intaccano la buona riuscita del processo di laminazione, è questo valore il discriminante dell'analisi. Questo primo risultato orienta la scelta verso la soluzione con camicia.

Comunque è necessario affiancare i risultati dell'analisi termica per effettuare e giustificare la scelta.

In ambito termico, fin da subito si riconosce che i risultati migliori sono presenti nella soluzione del rullo con camicia: il calore è dissipato in modo migliore rispetto al rullo costituito da blocco unico.

Quindi, a seguito delle considerazioni fatte in ambito tensionale e termico, si afferma che la soluzione migliore è di adottare il rullo con camicia.

A fronte di un aumento tensionale non critico dovuto all'accoppiamento interferente, è presente un vantaggio in termini di spostamenti, più contenuti che nell'altro caso.

Il vero vantaggio è soprattutto in termini di temperature: con una dissipazione del calore assai migliore, è meno presente il rischio di distorsioni e tensioni termiche le quali potrebbero compromettere il corretto funzionamento dei rulli e quindi della qualità del prodotto finale, oltre che della sua durata nel tempo.



## Capitolo 4

# ULTERIORI SVILUPPI E CONCLUSIONI

Per rendere più esauriente la trattazione del problema studiato, si è scelto di sviluppare la soluzione scelta con altri due modelli.

Poiché la scelta è ricaduta sul rullo con camicia avente spessore di 25 mm, il parametro che si modifica è lo spessore di camicia: uno di 22,5 mm e l'altro di 27,5 mm.

Per effettuare un confronto sia a livello tensionale che termico si utilizza il modello senza l'accoppiamento interferente.

E' sufficiente quindi modificare le dimensioni della camicia del modello originale. Si ottengono due nuovi diametri esterni:

- 487,5 mm per la camicia da 27,5 mm (quindi pari alla grandezza del rullo costituito da un blocco unico)
- 477,5 mm per la camicia da 22,5 mm

## 4.1 CAMICIA SPESSORE 22,5 MM

### 4.1.1 TENSIONI

Nella figura successiva sono rappresentate in una visione d'insieme le tensioni nel rullo con camicia con questo nuovo spessore.

Come nel caso già analizzato, l'andamento tensionale è piuttosto simile: la distribuzione delle tensioni è la stessa, con i valori massimi che si attestano sui 190 MPa circa, valore poco superiore al caso di riferimento. Rispetto al caso base sono circa 10 MPa in più, un incremento molto modesto.

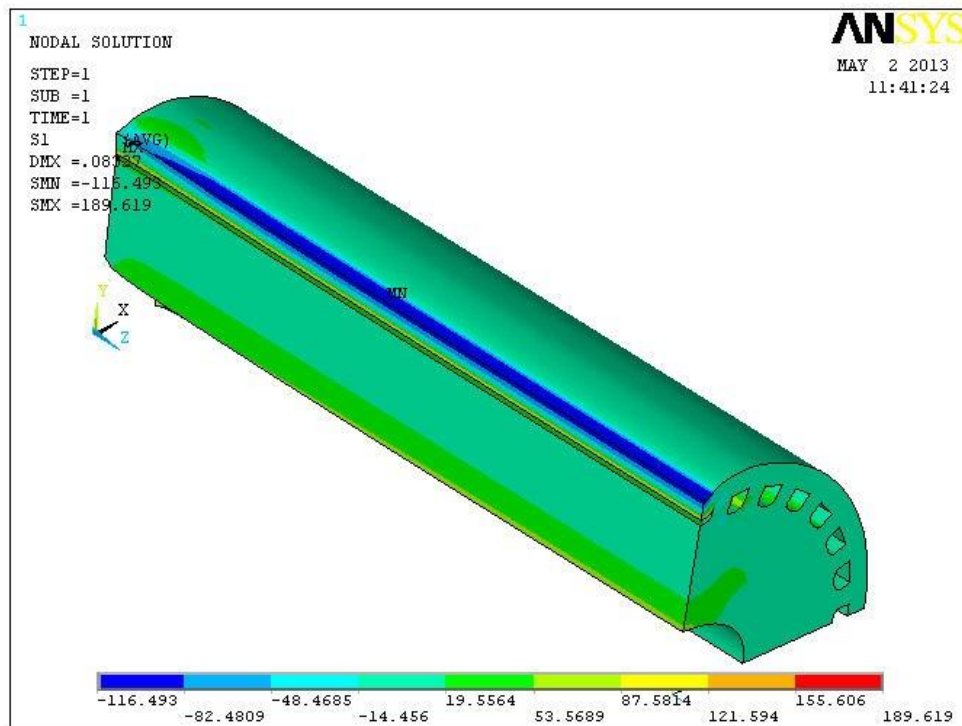


Figura 4.1.1: Rappresentazione assometrica della distribuzione delle tensioni

#### 4.1.2 SPOSTAMENTI

Per quanto riguarda gli spostamenti c'è un leggero miglioramento rispetto alla camicia da 25 mm.

Il valore massimo è di 0,83 decimi, poco inferiore agli 0,86 decimi del caso originale.

Questi confronti sono fatti su 1/10 e 1/100 di mm, con una lunghezza complessiva pari a 1400 mm: si tratta di valori quasi irrilevanti se si considera il rapporto tra le dimensioni longitudinali e trasversali.

Nella rappresentazione assometrica successiva è indicata la distribuzione degli spostamenti, che rimane la stessa del caso base.

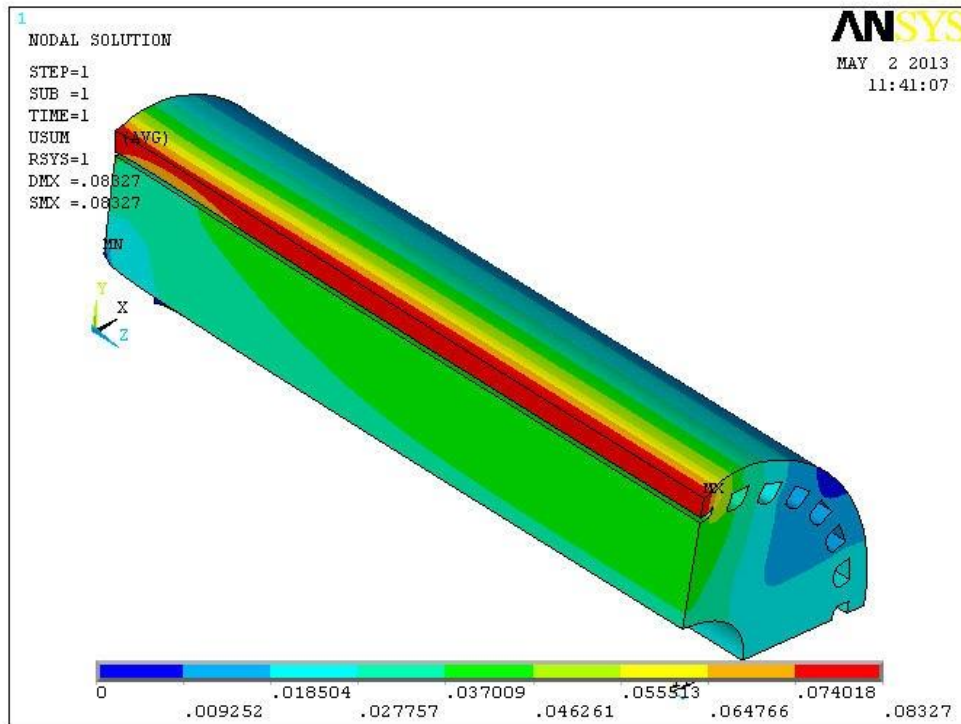


Figura 4.1.2: Rappresentazione assonometrica dell'andamento degli spostamenti totali

### 4.1.3 TEMPERATURE

Di seguito è raffigurata un'assonometria del modello termico nel quale sono posti sempre gli stessi vincoli termici.

L'estrusione è stata eseguita ancora sulla lunghezza interessata dal processo di laminazione, ossia 1400 mm, mentre il numero di cave necessarie all'analisi rimane due per il fluido refrigerante in controcorrente.

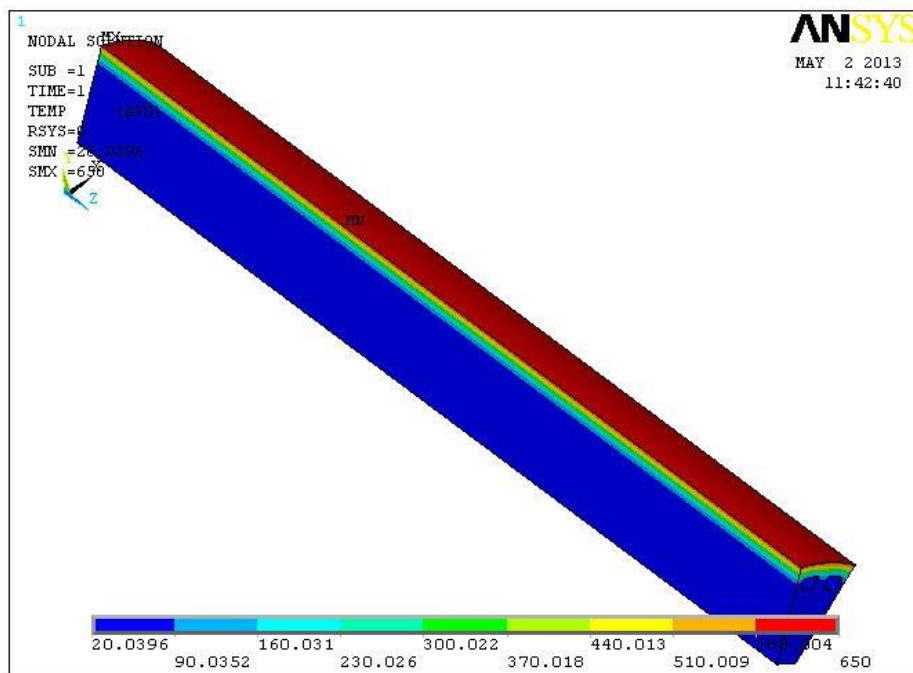


Figura 4.1.3: Vista assonometrica dell'andamento delle temperature

Prendendo la sezione frontale, si nota subito lo stesso andamento del gradiente termico della sezione nel caso base.

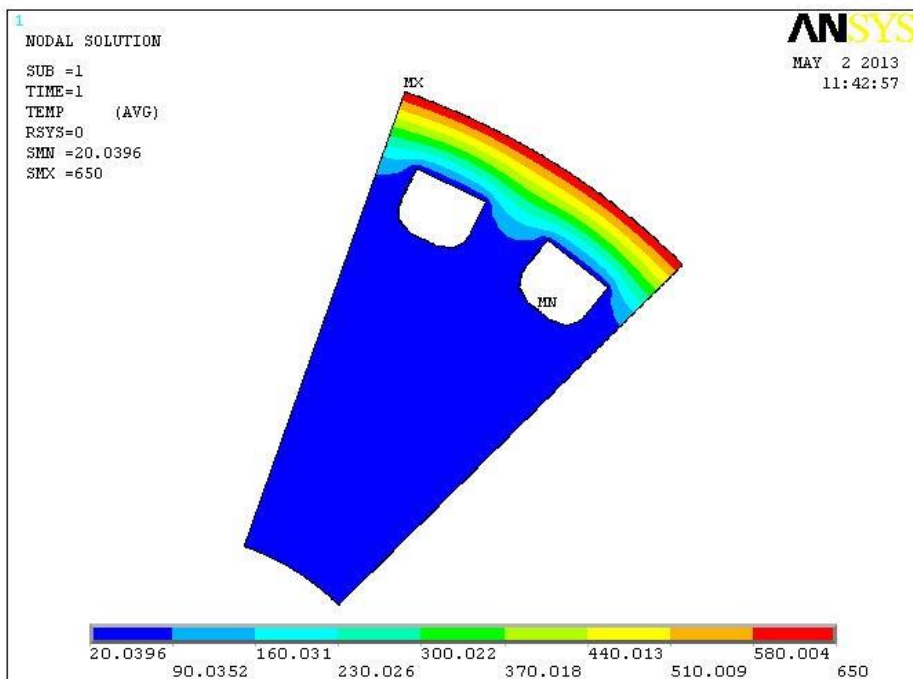


Figura 4.1.4: Andamento temperature sulla sezione frontale

Analogo risultato, riportato in modo specchiato, si ha nella sezione posteriore.

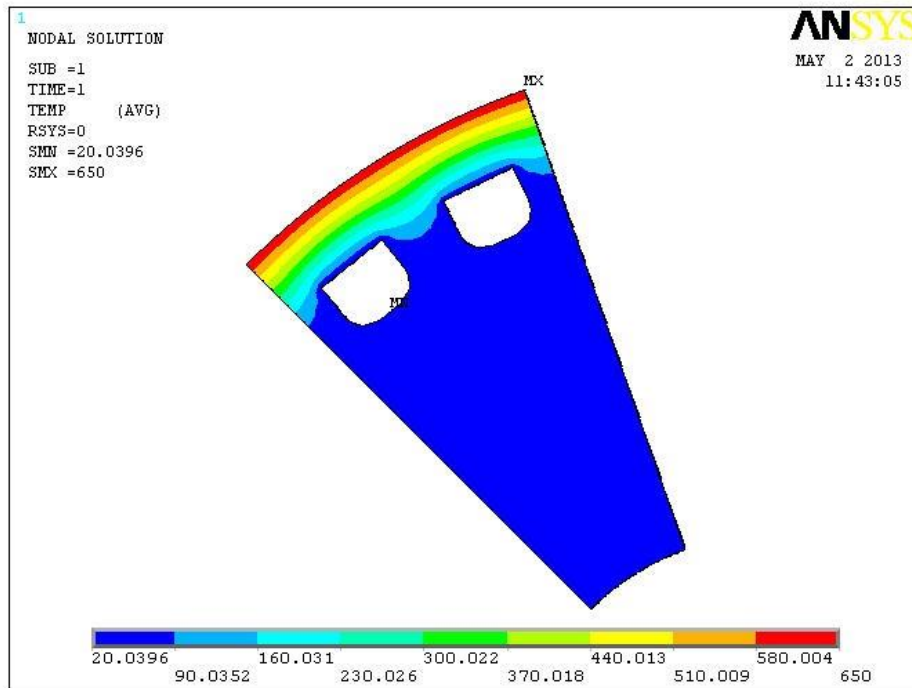


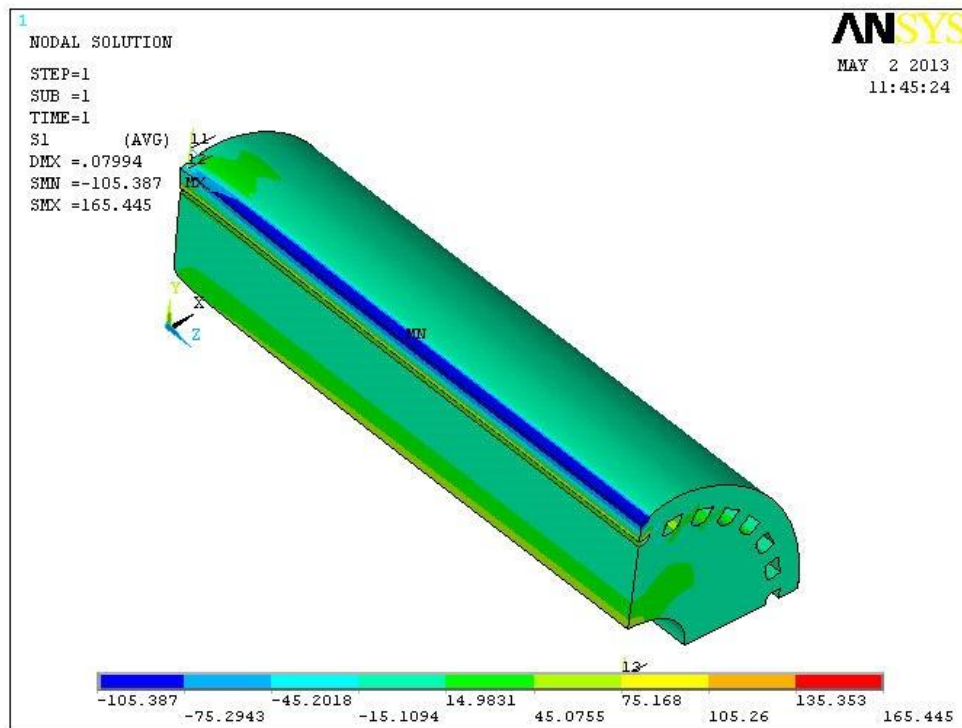
Figura 4.1.5: Andamento temperature sulla sezione posteriore

## 4.2 CAMICIA SPESSORE 27,5 MM

### 4.2.1 TENSIONI

Dalla figura successiva si individua un risultato tensionale che rispetta le attese: a causa del maggiore spessore della camicia, la tensione massima è minore e si attesta sul valore di 165 MPa circa.

Si tratta comunque di un valore molto vicino ai 176 MPa del caso base e dei 187 MPa della camicia ridotta.



*Figura 4.2.1: Rappresentazione assonometrica della distribuzione delle tensioni*

## 4.2.2 SPOSTAMENTI

Gli spostamenti sono leggermente inferiori rispetto al caso base: in figura è evidenziata la stessa distribuzione dei casi precedenti.

A differenza dei precedenti, il valore massimo di spostamento che si trova è leggermente inferiore: ci si attesta su un valore di circa 0,8 decimi.

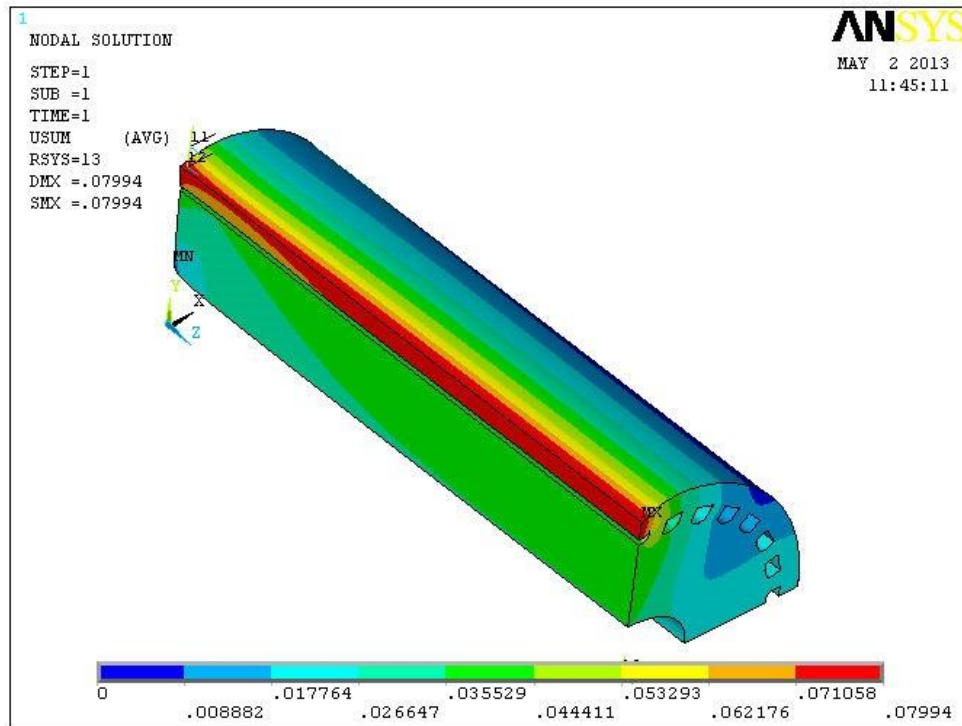


Figura 4.2.2: Rappresentazione assometrica dell'andamento degli spostamenti totali

### 4.2.3 TEMPERATURE

Anche per le temperature gli andamenti rimangono simili a quelli presenti negli altri due spessori di camicia.

Come nei casi precedenti, in figura è riportata una vista d'assieme del modello: dopodiché sono prese sotto esame le sezioni frontale e posteriore.

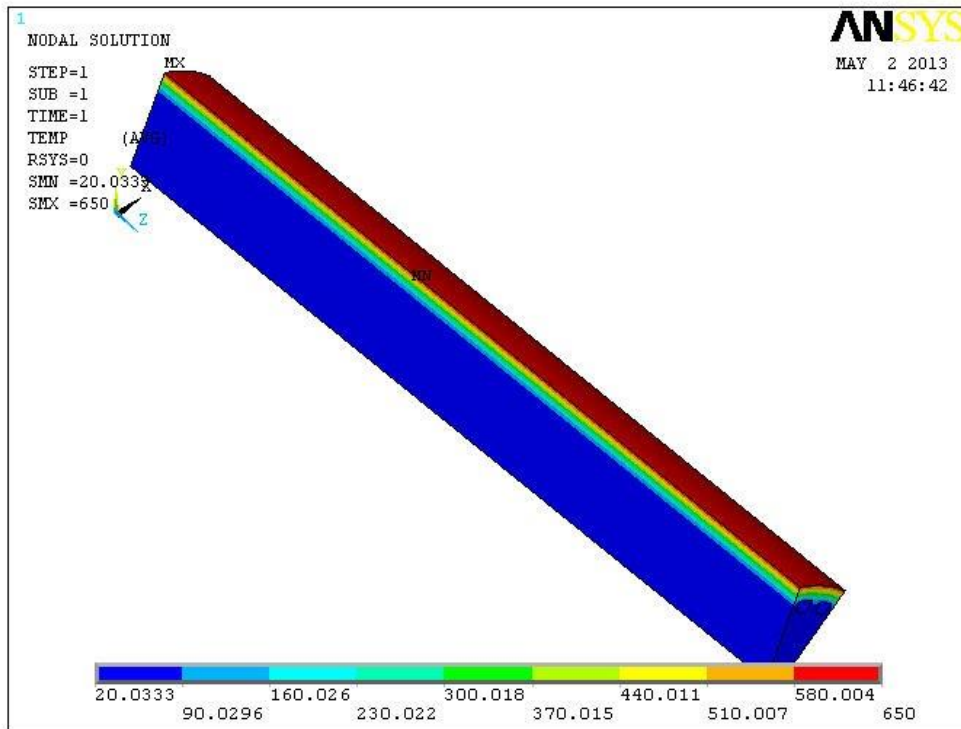


Figura 4.2.3: Vista assometrica dell'andamento delle temperature

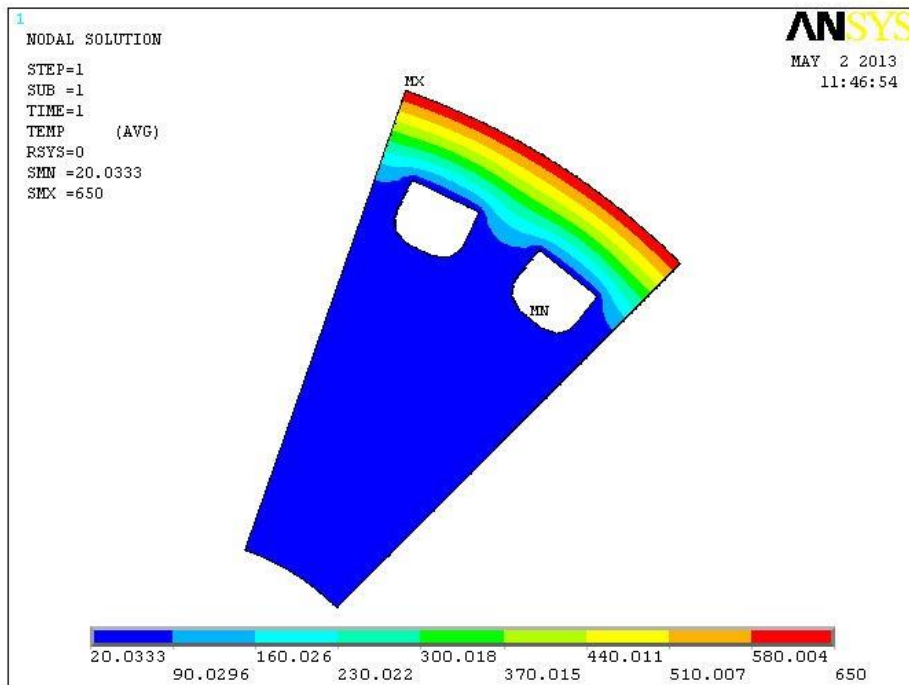


Figura 4.2.4: Andamento temperature sulla sezione frontale



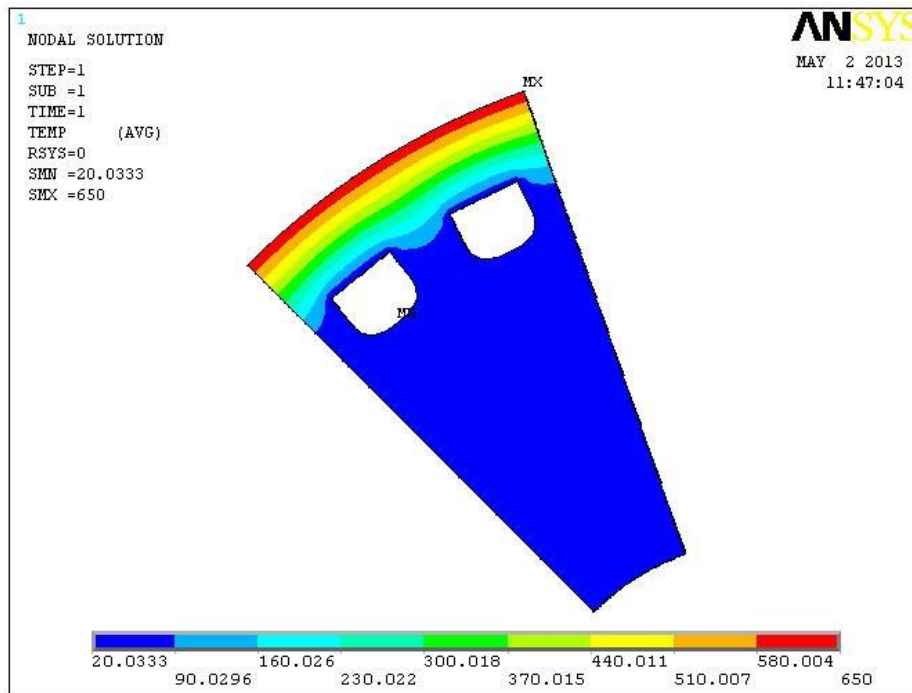


Figura 4.2.5: Andamento temperature sulla sezione posteriore

### 4.3 CONFRONTO DELLE TRE VARIANTI

Come mezzo di confronto per l'analisi tensionali si mantengono gli stessi Path adoperati in precedenza:

- Longitudinale: zona di applicazione della pressione
- Longitudinale: bordo interno della camicia, sotto la zona di applicazione del carico
- Circonferenziale: zona di simmetria (quindi nella mezzeria del rullo reale)
- Circonferenziale: bordo interno della camicia, zona di simmetria

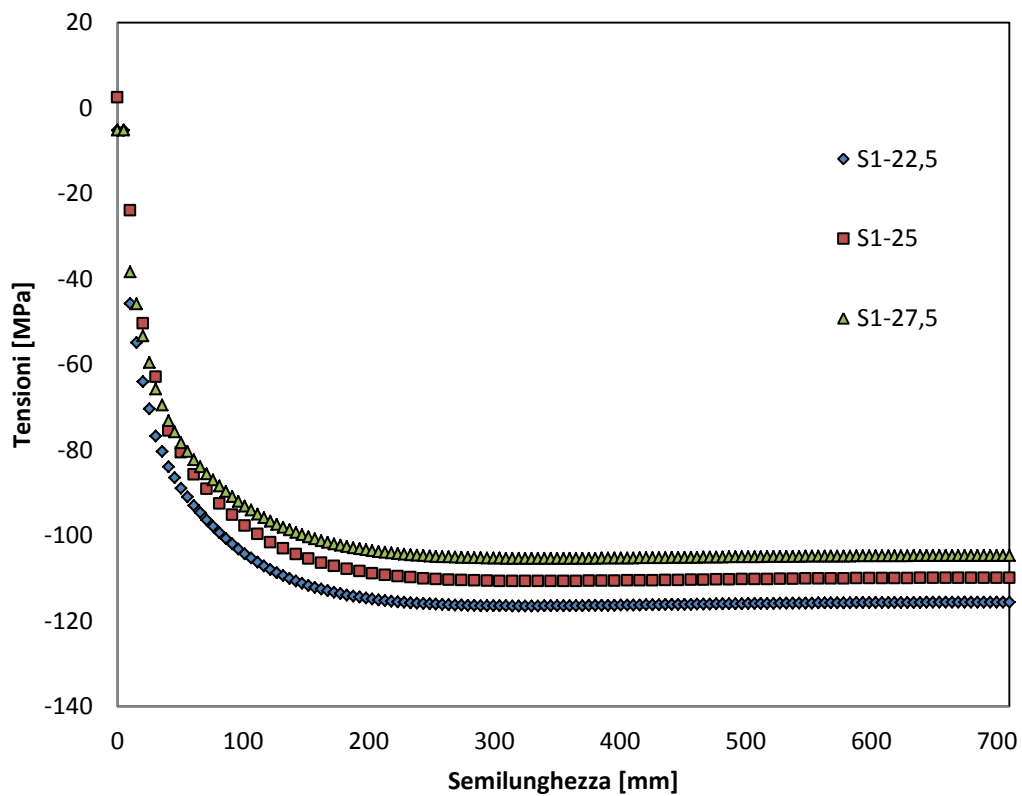
Risulta sufficiente studiare solo i due Path della superficie esterna, nei quali, come visto in precedenza, si hanno i valori più critici di tensione.

Per quanto concerne la trattazione termica sono valide le stesse considerazioni fatte nelle precedenti analisi, cioè sono creati 4 Path in mezzeria:

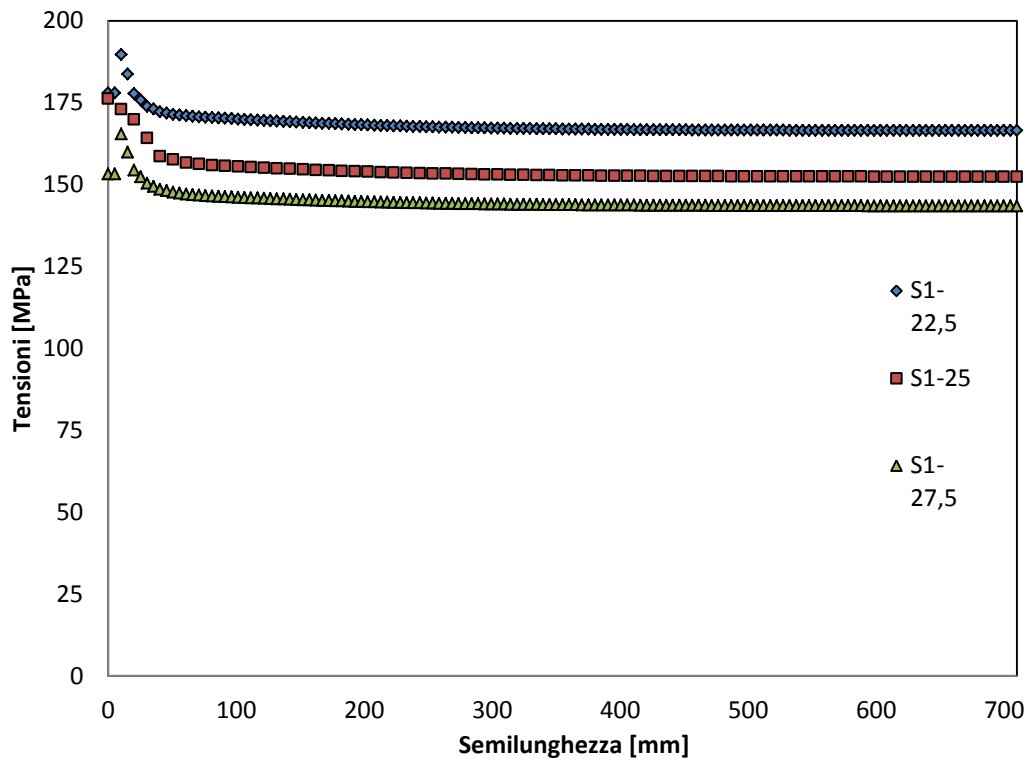
- Distanza da superficie di laminazione: 10 mm
- Distanza da superficie di laminazione: 15 mm
- Distanza da superficie di laminazione: 20 mm
- Bordo interno della camicia

### 4.3.1 TENSIONI

#### Path Longitudinale 1a - Tensioni



### Path Longitudinale 1b - Tensioni



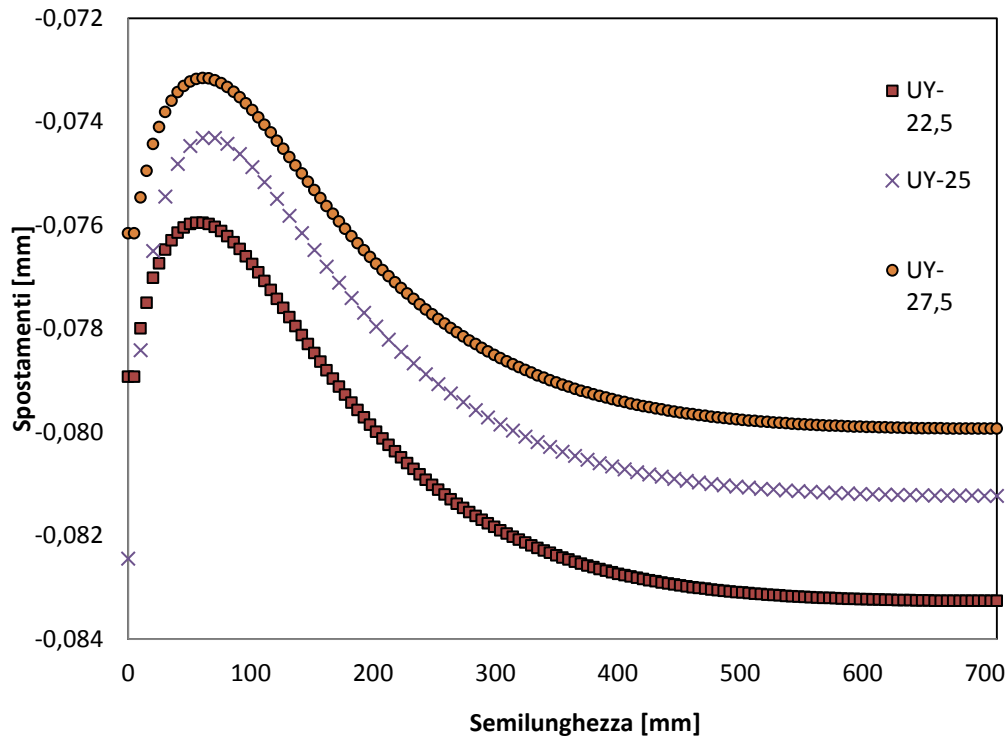
Da entrambi i grafici si osserva una differenza lieve tra le 3 soluzioni: in particolare per le camicie da 25 mm e 27,5 mm i valori sono molto simili.

Come è lecito aspettarsi a causa del ridotto spessore, nella camicia da 22,5 mm le tensioni sono maggiori rispetto agli altri casi.

Questi incrementi, comunque, sono abbastanza modesti: si passa da circa 160 MPa della camicia da 27,5 mm ai circa 190 MPa della camicia da 22,5 mm

### 4.3.2 SPOSTAMENTI

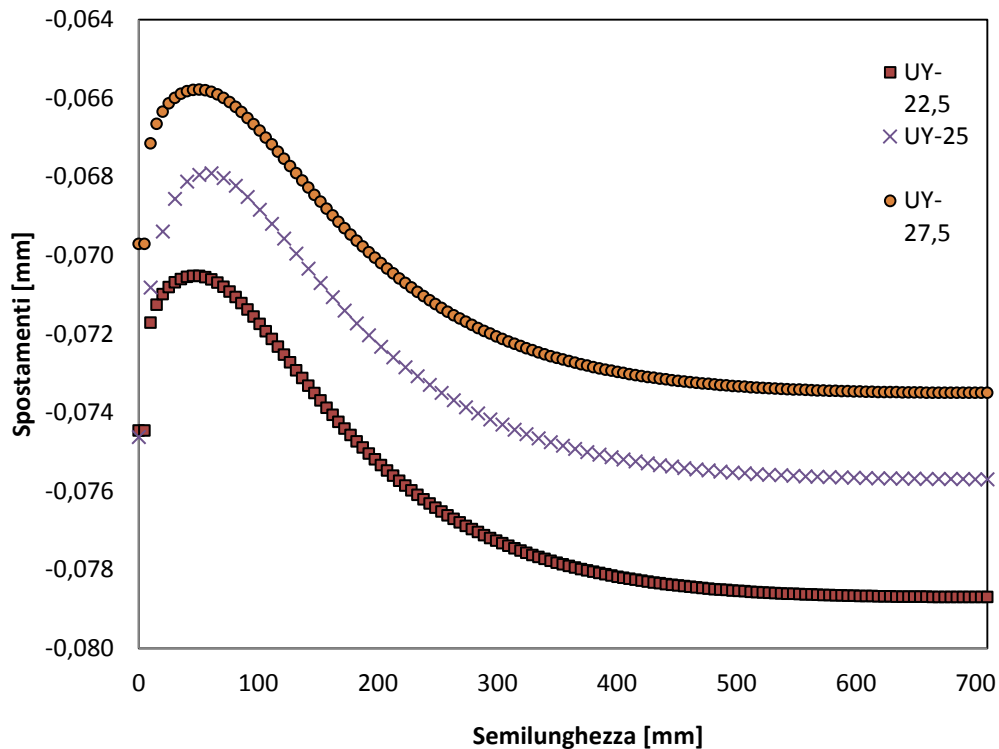
#### Path Longitudinale 1a - Spostamenti



Anche nel caso degli spostamenti, la situazione non varia: la soluzione migliore si ha sempre con la camicia di spessore maggiore.

L'andamento delle deformazioni che si presenta è lo stesso: tra i modelli vi è una differenza massima di 5  $\mu\text{m}$ , quindi trascurabile.

## Path Longitudinale 1b - Spostamenti



### 4.3.3 TEMPERATURE

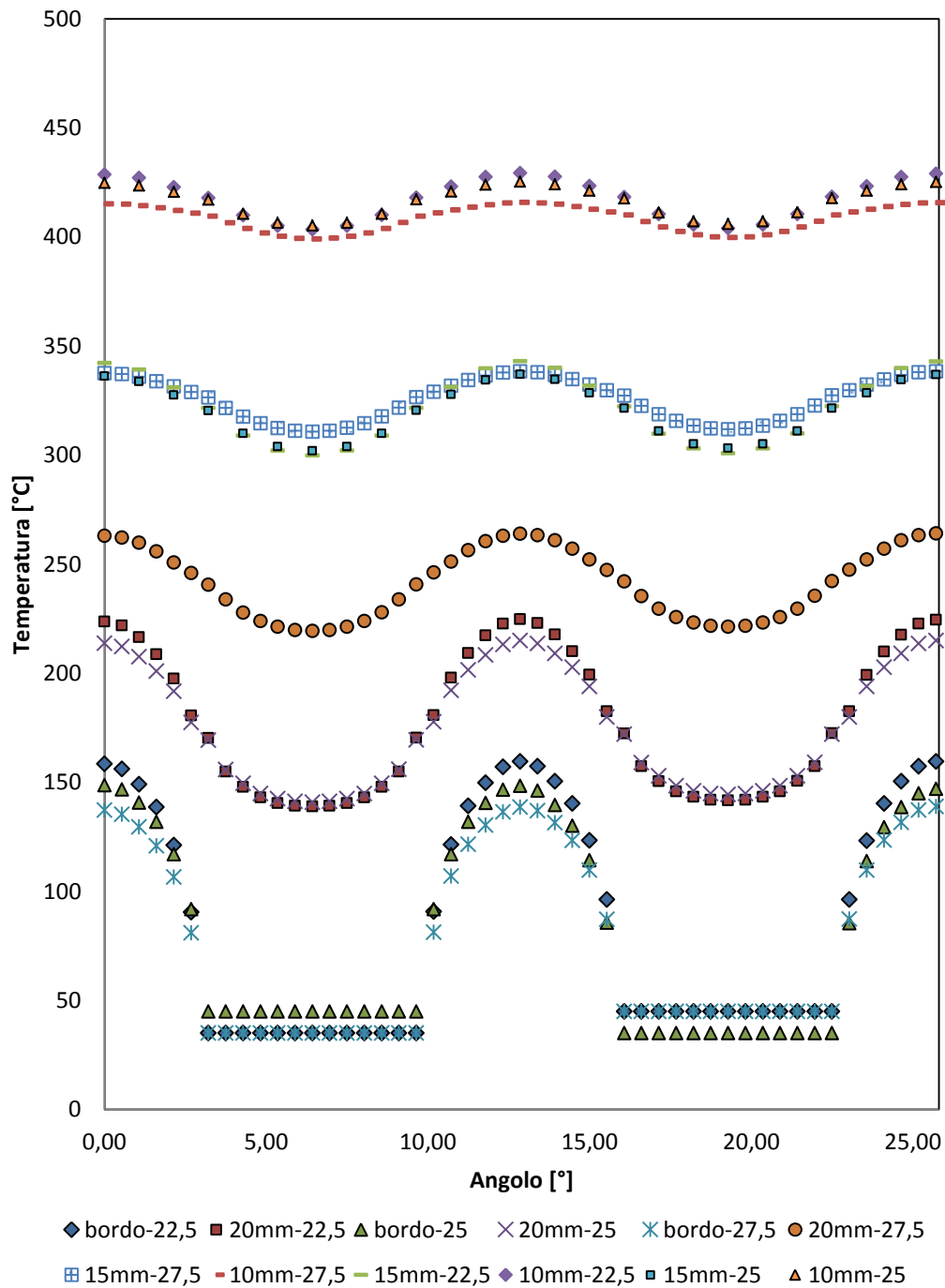
A differenza del caso tensionale, dal grafico si individua nel modello con camicia maggiorata una situazione più critica.

Valutando il gradiente termico delle tre soluzioni si individua una dissipazione più lenta della camicia da 27,5 mm rispetto alle altre.

Per osservare bene questo fatto ci si pone ad una distanza di 20 mm dalla superficie di laminazione: mentre la camicia più spessa ha un range di temperature 220-265°C, le altre due soluzioni presentano una finestra 140-210°C. Si tratta di valori molto distanti tra loro: in particolare, al di sopra delle cave, c'è una massima escursione pari a circa 80°C.

Nel bordo superiore della cava, invece, tutti e 3 i modelli collassano a profili di temperature identiche.

### Andamento Temperature 10,15,20mm e bordo foro



#### **4.4 COMMENTI SUI NUOVI MODELLI SVILUPPATI**

Grazie a tale ampliamento, si riscontra una buona progettazione per quanto riguarda l'assieme rullo e camicia.

A dare credito a questa considerazione, oltre ad esser migliore della soluzione a blocco unico, il valore di 25 mm, che si ha come spessore di camicia, è il miglior compromesso per quanto riguarda le temperature, gli spostamenti e le tensioni.

Dai risultati emersi si denota quindi un valore già ottimo di spessore che non richiede modifiche: eventuali riprogettazioni potrebbero invece interessare il valore dell'interferenza così da spingere alla ricerca di soluzioni diverse di spessore.

Utile sarebbe inoltre completare tali analisi mediante l'utilizzo di parametri di funzionamento diversi, le quali potrebbero dimostrare che le soluzioni trovate finora non siano le migliori con altri parametri.

#### **4.5 CONSIDERAZIONI FINALI SUI CASI TRATTATI**

Scopo di questa esperienza era di valutare la soluzione migliore tra due tipi di rulli di laminazione.

Come primo passo sono stati creati dei modelli in ambiente FEM, tramite l'utilizzo del codice Ansys, in cui sono state introdotte delle semplificazioni e assunti dei vincoli per ridurre il peso computazionale. Questo lavoro di snellimento è comunque stato fatto sempre non discostandosi dalle condizioni operative reali del caso.

Questa riduzione dei tempi si è individuata nel modello creato per il rullo con camicia: eliminando l'analisi non lineare dovuta all'accoppiamento, il calcolo è stato meno pesante dal punto di vista computazionale ma non per questo si è arrivati a risultati errati. Le ipotesi e i vincoli imposti hanno fatto sì che le variazioni presenti fossero poco rilevanti ai fini dello studio. Il modello

semplificato è stato poi utilizzato anche nell'analisi termica poiché l'influenza dell'accoppiamento sulle temperature è limitata.

Gli stati di tensione rilevati sono stati soddisfacenti in quanto non sono state riscontrate criticità nelle strutture.

Per quanto riguarda gli spostamenti subiti dalla struttura, i valori sono stati contenuti: in uno sviluppo di circa 1,5 metri di rullo questo ha una deflessione massima pari a circa 8 decimi di mm.

Il parametro discriminante è stato quindi la temperatura: in questo caso il rullo con camicia ha presentato una dissipazione del calore molto più soddisfacente della soluzione derivante dal rullo costituito da un blocco unico.

Questo ha permesso di verificare che la soluzione del rullo accoppiato alla camicia è quella migliore.

Una successiva analisi è stata eseguita con spessori di camicia diversi: tale analisi supplementare ha permesso di verificare la bontà del progetto che, oltre ad essere già migliore dell'altro tipo di rullo, è per giunta ottimo.

Questo è dedotto dal fatto che, variando gli spessori, il miglior compromesso per tensioni, deformazioni e temperature rimane la soluzione proposta in partenza, ossia una camicia con spessore pari a 25 mm.

Per questo tipo di processo, con tali condizioni operative, la soluzione migliore e ottimale è quindi questo rullo accoppiato tramite interferenza ad una camicia dello spessore di 25mm.



## **Capitolo 5**

# **RICERCA BIBLIOGRAFICA**

In questa tesi l'argomento teorico su cui si è focalizzata l'attenzione riguarda gli accoppiamenti con interferenza di albero e mozzo, in cui si vanno ad analizzare i comportamenti tensionali e deformativi di entrambi gli organi meccanici in esame.

Per effettuare questi studi si sono presi a riferimento diversi articoli che trattano in modo più o meno ampio questi argomenti.

## **5.1 Analisi agli elementi finite e considerazioni sulla modellazione dell'interferenza di contatto per il calcolo della resistenza a fatica di sfregamento**

Questo articolo scritto da Frederic Lanoue, Aurelian Vadean e Bernard Sanschagrin, tratta il caso di un modello geometrico con accoppiamento di interferenza soggetto al carico di flessione. La precisione dei risultati e la convergenza della soluzione sono regolati dalla finitezza delle mesh e dalle diverse opzioni degli algoritmi di contatto.

Gli algoritmi sono studiati per valutare gli spostamenti ed evidenziare, in prossimità del bordo di contatto, lo sfregamento che porta alla rottura per fatica.

I 4 algoritmi che permettono la determinazione di questi valori sono: Penalty Function, Augmented Lagrangian, Normal Lagrange e Pure Lagrange.

Criteri di prestazione, come la precisione e il tempo, sono stati evidenziati, mentre parametri specifici sono stati individuati per controllare la convergenza della soluzione. Infine si sono raccolte delle indicazioni di buon uso per ottenere risultati FEM migliori nello studio dell'interferenza.

### *5.1.1 INTRODUZIONE*

L'accoppiamento interferente è utilizzato in una vasta gamma di componenti meccanici grazie alla loro compattezza e alla loro alta rigidità. Sottoposto a carichi di fatica, l'area di contatto tra i componenti subisce notevoli ampiezze di stress in uno stato multiassiale.

All'interfaccia delle aree inizialmente a contatto possono subire uno slittamento parziale o una separazione: questo fenomeno, che prende il nome di sfregamento, è caratterizzato da un'ampiezza molto bassa dello slittamento ( $< 100 \mu\text{m}$ ), ma provoca molti danni e l'usura che si crea riduce significativamente la vita a fatica di organi meccanici. Il fenomeno diventa più complesso perché la regione di interesse è spesso situata vicino ad un bordo tagliente, con conseguente cedimento locale del materiale.

Negli ultimi anni numerosi studi sperimentali sono stati effettuati sulla fatica, ma pochi sono applicati direttamente agli accoppiamenti forzati.

Uno degli obiettivi di questo lavoro è di dimostrare che le opzioni di default dei software FEM non sono sempre appropriati. Questo articolo indica come ottenere risultati accurati da uno studio di convergenza con parametri di controllo adatti.

Gli autori ritengono che sia obbligatorio, per un futuro di lavoro, concentrarsi sui parametri seguenti: studio sensibilità, analisi di fatica e consigli di progettazione.

### *5.1.2 NOZIONI TEORICHE*

#### *Pressione nominale di contatto*

Per due elementi cilindrici aventi:

- Lunghezza infinita
- Stesso materiale
- Accoppiamento con interferenza

la pressione nominale di contatto risulta essere

$$P = \frac{E * \delta_r (r_0^2 - R^2)(R^2 - r_i^2)}{2R^3(r_0^2 - r_i^2)}$$

I parametri in gioco sono i seguenti:

- E: modulo di Young
- $\delta_r$ : interferenza radiale
- $r_0$ : raggio esterno del cilindro
- $r_i$ : raggio interno del cilindro
- R: raggio nominale dell'interfaccia

### Sfregamento, usura e fatica

La superficie di danneggiamento è primariamente una funzione di 3 parametri indipendenti:

- Pressione di contatto
- Ampiezza di scivolamento
- Coefficiente di frizione

Il danneggiamento dovuto a sfregamento è una competizione tra:

- Fatica (Fretting-Fatigue)
- Usura (Fretting-Wear)

L'influenza dell'ampiezza di scivolamento in relazione alla durata e alla vita a fatica è divisa in 4 fasi:

- *Stick*: Basso scivolamento, poca usura, durata elevata
- *Partial slip*: Ampiezza di slittamento moderata, usura limitata, durata a fatica scende drasticamente. Oltre alla zona di slittamento parziale sono presenti una porzione di zona incollata e una in fase di micro scorrevolezza
- *Gross sliding*: Ampiezza alta dello scorrimento, grave usura, durata a fatica crescente

- *Gross slip*: Molta scorrevolezza, tasso di usura saturo; durata a fatica non più influenzata da scorrimento (spiegata con la presenza di detriti la pellicola che è spesso sufficiente per separare le superfici)

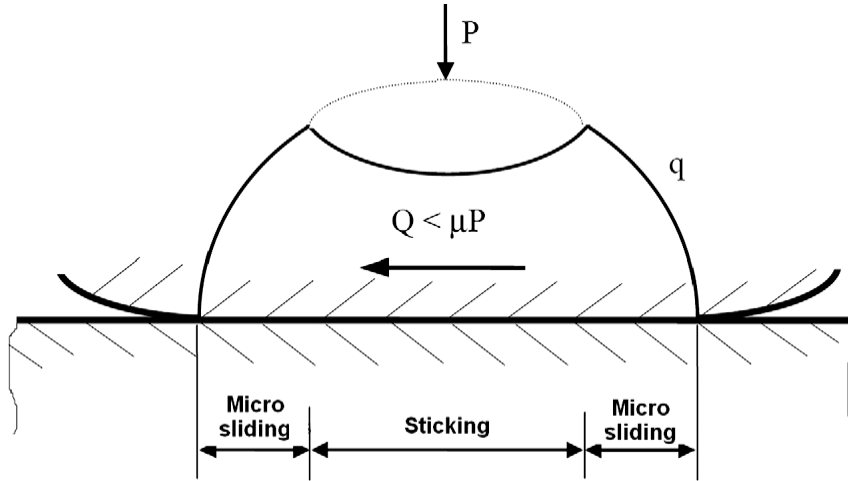


Figura 5.1.1: Slittamento parziale e zona di incollaggio

Nella figura successiva sono evidenziati i passi appena descritti.

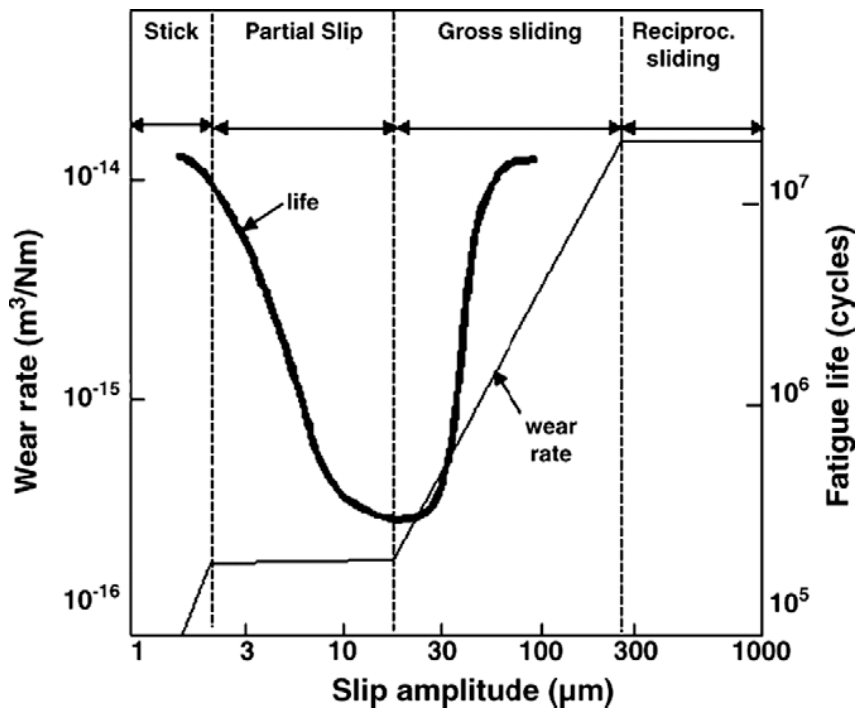


Figura 5.1.2: Effetto dello scivolamento in relazione della durata e della vita a fatica

Ovviamente la progettazione ottimale consiste nel fatto che la vita a fatica è massima e l'usura è minima.

### ***5.1.3 FATICA PER ACCOPPIAMENTO INTERFERENTE CON SFREGAMENTO NELLA LETTERATURA TECNICA***

Nishioka e Komatsu hanno operato un'esaustiva ricerca sull'incremento della resistenza a fatica su un gruppo del tipo albero montato a pressione. Sono state eseguite prove a flessione prima e torsione poi.

A flessione si hanno avuto i seguenti risultati: limite di fatica, localizzazione della zona di frattura e dettagli sulla geometria in esame.

Per quanto riguarda la torsione, per i parametri sopra citati, si hanno avuto risultati pressoché simili.

Un'altra indicazione si ha sul concetto di picco sul mozzo, sopra lo spallamento dell'albero: questo serve a incrementare la pressione di contatto. In questo modo si decrementa l'ampliamento dello slittamento e ciò porta benefici alla progettazione.

Si può quindi riassumere dicendo che non esistono regole per progettare e che i benefici sulla distribuzione delle tensioni non sono completamente chiari.

### ***5.1.4 CONSIDERAZIONI FEM***

Per applicare gli algoritmi accennati in precedenza si è utilizzato il codice FEM Ansys.

Sono presenti due tipi di studi: convergenza e formulazioni di contatto.

### Convergenza

La convergenza viene raggiunta quando i parametri che hanno effetto sulla soluzione diventano trascurabili. Ad esempio, un parametro per il raggiungimento della convergenza può essere la dimensione della mesh. Inoltre, si ricorda che durante il contatto la convergenza dipende dalla penetrazione.

### Formulazioni di contatto

#### a. FUNZIONE DI PENALITA'

Con questo algoritmo si parla di soluzione basata sullo spostamento.

$$[K]\{X\} = (F)$$

In questo caso sono considerate la rigidità del contatto e la penetrazione del solido all'interno dell'altro.

$$K_{contatto} * \Delta X_{penetrazione} = F_{contatto}$$

Il  $\Delta X$  riguardante la penetrazione esiste per assicurare che la forza di contatto non sia nulla: deve cioè essere il più piccolo possibile, in modo che la convergenza sia la più rapida possibile.

Un altro contatto crea invece un alto rapporto in termini di matrice. Si possono trovare allora 2 casi.

Nella soluzione diretta non sono presenti problemi, mentre nei modelli più grandi compare difficoltà di risoluzione.

La rigidità del contatto è descritta da un valore assoluto o da un fattore; questo fattore si può recuperare dall'Hertz Contact, il quale è proporzionale alla matrice di rigidità.

b. MOLTIPLICATORI DI LAGRANGE

In questo caso le forze di contatto sono trattate come separati gradi di libertà. Si va quindi a risolvere il sistema:

$$[K^*] \begin{Bmatrix} X \\ F_{\text{contatto}} \end{Bmatrix} = [F]$$

In questo caso il software risolve direttamente per forze di contatto: questo porta però ad un incremento del costo computazionale.

Va bene quindi per i modelli piccoli, mentre per i modelli grandi si rendono necessari calcolatori molto potenti.

Stavolta non viene trattato il contatto di rigidità e ciò rappresenta un vantaggio. La penetrazione esiste ancora, ma, dipende solamente dalla dimensione della mesh; inoltre, ad una mesh più fine corrispondono più punti di contatto.

c. LAGRANGIANO AUMENTATO

Nel caso in esame si ha una tolleranza di penetrazione (FTOLN) associata ad uno slittamento elastico permesso (SLTO).

I risultati portano ad uno slittamento fisico e ad uno matematico. A convergenza raggiunta, il modello matematico risulta trascurabile rispetto a quello fisico.

Si ricorda che dopo ogni iterazione, se la penetrazione o lo scivolamento superano un certo limite, il contatto di rigidità è automaticamente incrementato dai Moltiplicatori di Lagrange.

Mesh del modello geometrico

Nell'articolo oggetto dello studio, la zona di interesse è quella vicino al bordo di contatto: la dimensione di questa zona risulta essere molto piccola in confronto alle dimensioni fisiche del corpo. L'operazione di meshing influenza accuratezza del calcolo di:

- Tensione
- Penetrazione di contatto
- Comportamento

### *5.1.5 MODELLI GEOMETRICI E OPZIONI DI ANALISI*

#### Modello di Nishioka

Come materiale di analisi si è impiegato un acciaio a medio carbonio con le seguenti caratteristiche:

- E: 200.000 MPa
- $\nu$ : 0,3
- $\sigma_S$ : 345 MPa
- G: 1407 MPa
- $\sigma_R$ : 552 MPa
- Limite di resistenza: 275 MPa

Inoltre, vi è un modello plastico nella zona del bordo di contatto: si usa un modello bilineare isotropico indurito, in cui il modulo tangenziale è pari a 1407 MPa. La pressione nominale di contatto è di 70 MPa

L'interferenza radiale è pari 31,5 $\mu$ m, e si ricava dall'espressione della pressione di contatto (P) vista in precedenza, la quale è valida solamente nella zona di contatto.

La distanza tra la fine dell'accoppiamento e la posizione della frattura a fatica è di 1,35 mm, con una larghezza di corrosione da sfregamento del valore di 1,6 mm.

Il valore nominale del limite a fatica del campione è di 97 MPa, e si ricava quindi una forza, che crea la flessione, pari a 2.258,8N.

La geometria in esame è raffigurata qui di seguito.



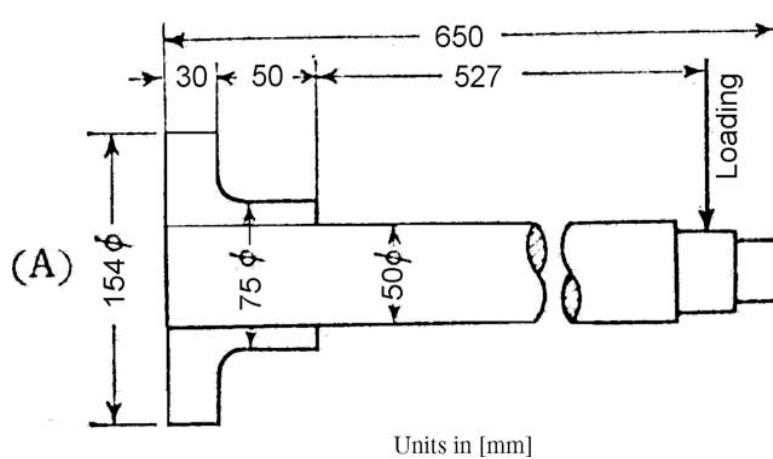


Figura 5.1.3: Geometria in esame

### Opzioni di simulazione

Usando Ansys 11, si è utilizzato l'elemento solido 186; come dato importante si ricorda che la grandezza degli elementi vicino al bordo è di 0,25 mm.

I sotto modelli introducono approssimazioni e creano problemi all'inizio del contatto interferente: con sotto condizioni di contorno il criterio va a convergere.

In figura sono presentati le condizioni al contorno e i carichi relativi al modello intero e al sotto modello.

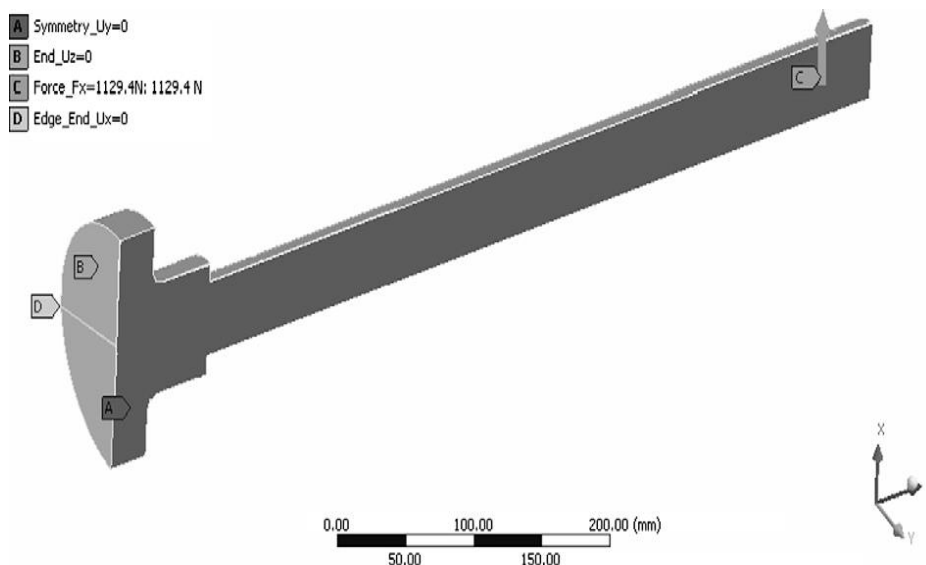
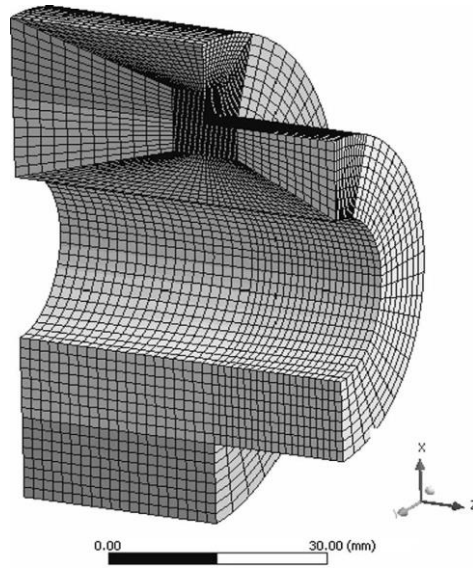


Figura 5.1.4: Condizioni al contorno e carichi della geometria intera



*Figura 5.1.5: Mesh del sotto modello*

Nella tabella successiva sono invece indicati i valori utilizzati per la mesh di ogni modello e sotto modello.

<b>Modello</b>	<b>Elementi</b>	<b>Nodi</b>	<b>Grandezza locale [mm]</b>	<b>KH [N/mm<sup>2</sup>]</b>
Globale 1	992	4637	10,00	7258
Globale 2	3692	15976	5,00	8120
Globale 3	8603	37451	3,75	10438
Globale 4	22462	91605	2,50	12342
Sotto modello A	1152	5914	1,25	32559
Sotto modello B	3888	18410	0,83	34824
Sotto modello C	7704	35714	0,63	43126

Sotto modello D	18432	82314	0,42	61443
Sotto modello E	13136	154138	0,25	80077

### 5.1.6 RISULTATI DELL'ANALISI

#### Modello globale

La zona di interesse del modello globale è rappresentata nella figura successiva.

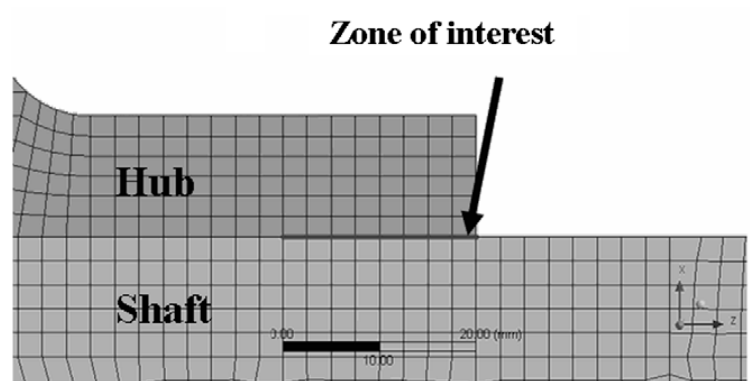


Figura 5.1.6: Zona di interesse del modello globale

#### a. SPOSTAMENTI

Sfruttando la simmetria della geometria, si ottiene che gli spostamenti lungo la direzione  $\vartheta$  ( $u_\vartheta$ ) sono nulli nella zona di contatto. Altre indicazioni ricavate dall'analisi sono:

- Spostamenti lungo le direzioni  $r$  e  $z$  convergono mano a mano che la mesh diventa più fine
- $\Delta u_r$  che progressivamente raggiunge il valore di  $31,5\mu\text{m}$  con la mesh che si infittisce; questo valore è raggiunto dalla maggior parte dei criteri di convergenza, finché l'interferenza radiale è applicata al modello
- $\Delta u_z$  converge a 0 nella zona di attacco, approssimativamente ad una distanza di  $z$  pari a 60 mm nella zona compressa dalla forza di flessione

(eccetto la fine); fino a che il contatto è presente nella zona sopra citata, non ci si aspetta nessun valore di slittamento

- $\Delta u_z$  converge a  $10,4\mu\text{m}$  nell'altro lato, dimostrando che gli slittamenti convergono con una mesh via via più fine
- Si ipotizza che il Modello Globale 4 converga in termini di spostamenti

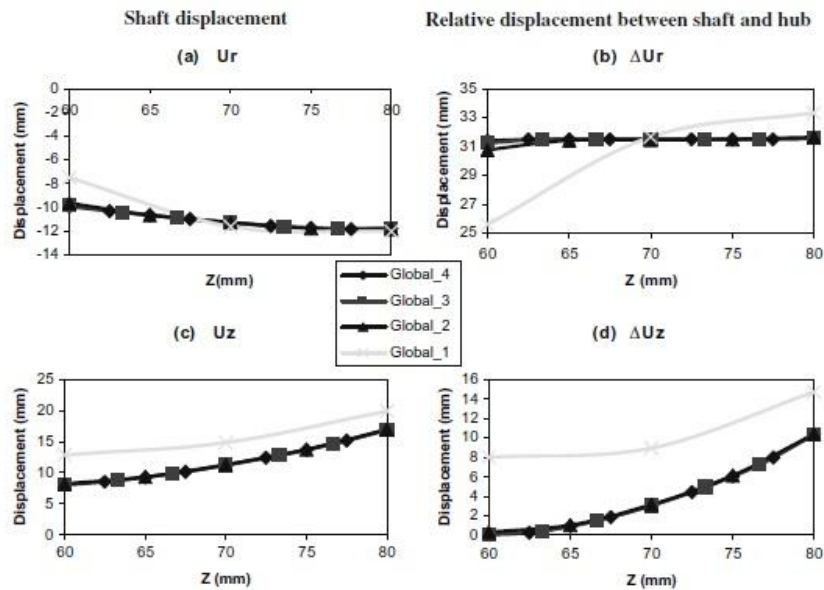


Figura 5.1.7: Spostamenti nei modelli globali

## b. TENSIONI

Tutti i risultati per il caso in esame fanno riferimento ad una forza di 1.129,4N. I risultati che si ottengono sono:

- convergenza delle tensioni ad un identico valore per albero e mozzo, risultando nulle per  $\Delta\sigma_r$  e  $\Delta\tau_{rz}$ ; tutto ciò è vero eccetto nella zona di contatto
- le tensioni  $\tau_{r\theta}$  e  $\tau_{\theta z}$  convergono a 0 quando la mesh diventa più fine; questo si ottiene grazie alla simmetria e ai carichi
- il Modello 4 Globale si ipotizza ora assunto che converga in termini di tensione nella zona vicino al contatto

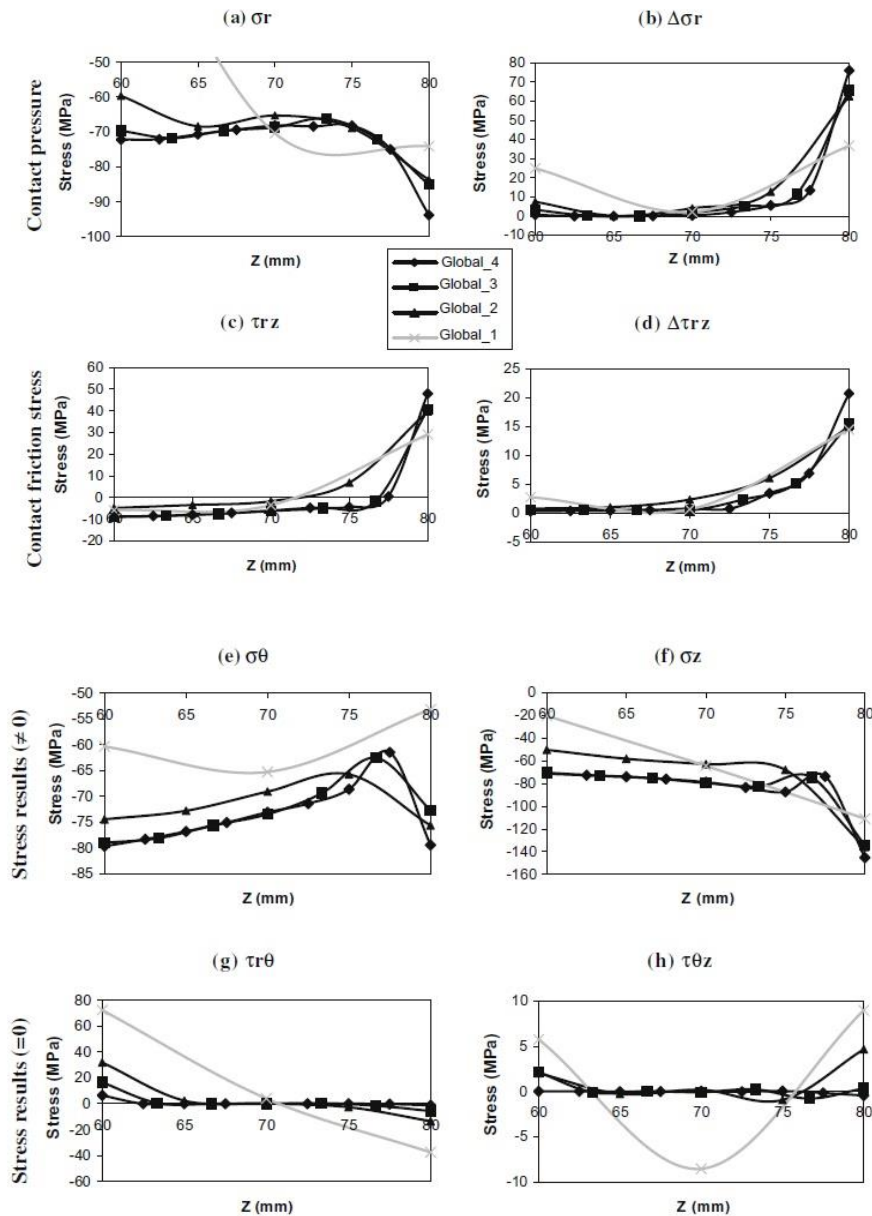


Figura 5.1.8: Tensioni nei modelli globali

Sotto modelli

Questi modelli sono usati per investigare la convergenza delle tensioni vicino alla zona del bordo di contatto; inoltre le sotto condizioni utilizzate in questo sotto modelli vengono applicate anche nel Modello 4 Globale.

Tramite questi modelli si ottiene che:

- Gli spostamenti sono praticamente uguali per il modello globale e i sotto modelli, quindi la soluzione è perfettamente convergente in termini di spostamenti
- Le tensioni risultano praticamente le stesse, eccetto nella zona di contatto, anche con una mesh più fine
- Ad una distanza  $z$  di 80 mm, ossia nella zona di contatto, le tensioni divergono solo se la mesh è molto fine

Quest'ultimo risultato è possibile grazie alla singolarità geometrica, anche se il modello plastico è stato già utilizzato.

Le tensioni sembrano essere asintotiche presso la zona del contatto, tuttavia i sotto modelli confermano l'esistenza di un comportamento globale di convergenza.

Si nota inoltre che la nascita delle cricche dovute a fatica per sfregamento sorgono a pochi millimetri all'interno del contatto.

Per tutte le ragioni illustrate, lo stress nell'angolo sarà trascurato.

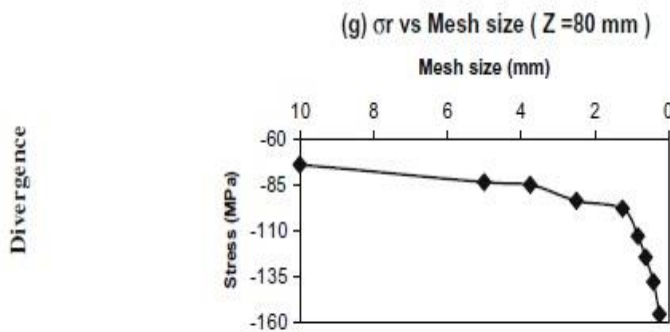


Fig. 10. Submodeling results.

Figura 5.1.9: Risultati dei sotto modelli

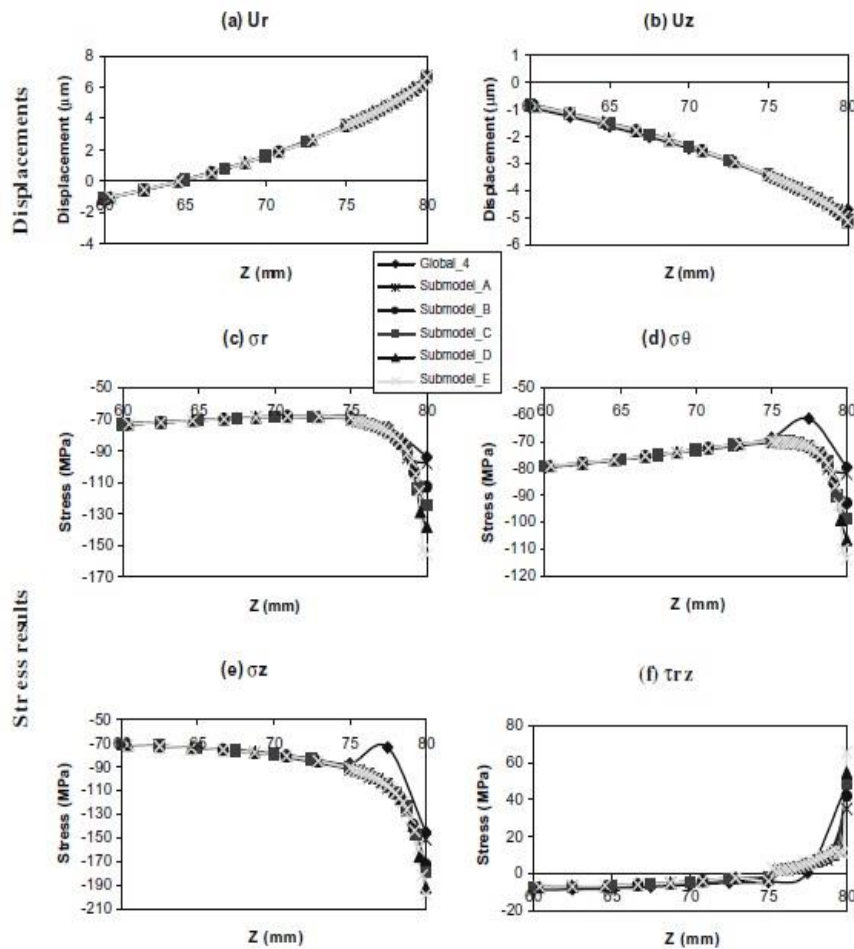


Figura 5.1.10: Risultati dei sotto modelli

### Contatto e opzioni di simulazione

In queste simulazioni è importante ricordare che nel load step 1 è applicata l'interferenza, mentre nel load step 2 è applicato il carico che crea flessione nel modello in esame.

#### a. FUNZIONE PENALITA'

In questo algoritmo la convergenza è progressivamente raggiunta con l'aumentare di FKN. Gli spostamenti lungo r e z sono molto simili per alti valori di FKN; il

$\Delta u_r$  di  $31,5\mu\text{m}$  che ci si aspetta è raggiunto sempre con alto FKN, così come il  $\Delta u_z$  con valore nullo nella zona di attacco (no slittamento).

Si è creata una variante, nella quale il contatto di rigidità deve essere applicato dopo aver fatto l'interferenza e prima di applicare i carichi esterni.

In questo caso abbiamo risultati differenti lungo le direzioni r e z, mentre per  $\Delta u_r$  è presente ancora il valore di  $31,5\mu\text{m}$ , mentre i valori di  $\Delta u_z$  sono simili ai casi precedenti con valore di FKN pari a 1.

Questo accade perché, quando il carico è applicato, una pressione di contatto non convergente viene a crearsi: questo valore è molto basso.

Poi al carico viene applicato uno scorrimento successivo.

Incrementando FKN successivamente si va ad attenuare il problema della pressione di contatto o di  $\Delta u_r$ , ma non viene corretto il problema di scivolamento.

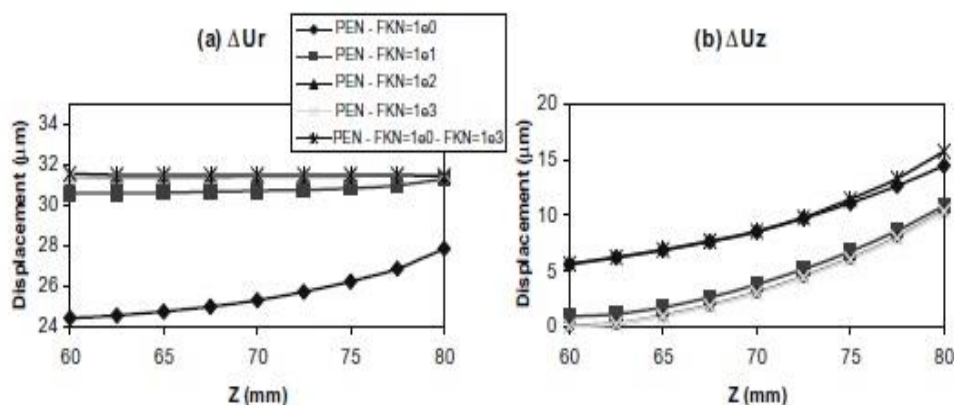


Figura 5.1.11: Funzione Penalità

## b. LAGRANGIANO AUMENTATO

La convergenza è la stessa del caso precedentemente esposto, eccetto che qui si controllano la tolleranza di penetrazione (FTOLN) e lo slittamento elastico ammissibile (SLTO).

Il contatto di rigidità viene aggiornato automaticamente ad ogni iterazione di equilibrio.



Come effetti si ha che:

- la convergenza è la stessa della Funzione Penalità dato che la soluzione converge per bassi valori di FTOLN e SLTO
- entrambi i dati di iterazione devono essere controllati per raggiungere la convergenza

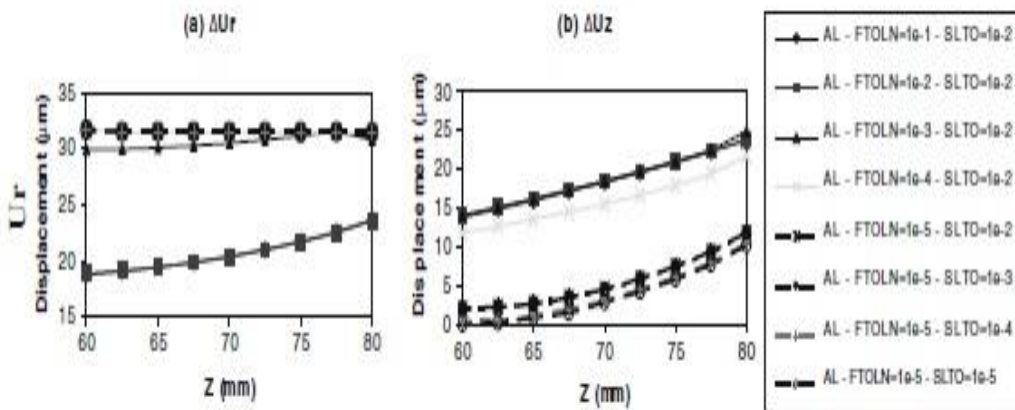


Figura 5.1.12: Lagrangiano aumentato

### c. LAGRANGIANO NORMALE

Questo tipo di algoritmo prende in uso i Moltiplicatori di Lagrange per il contatto in direzione normale, mentre per quello tangenziale viene usato la Funzione Penalità.

Lo spostamento normale relativo è automaticamente soddisfatto con una mesh sufficientemente fina perché non esiste il contatto di rigidità.

Per quanto riguarda lo slittamento, però, l'utente deve fare i conti con il fattore di penalità tangenziale FKT: la sua influenza è la stessa del precedente FKT.

I risultati che si ottengono sono:

- $\Delta u_r$  è ancora rispettato in tutti i casi
- $\Delta u_z$  converge per elevati FKT, quindi il comportamento di slittamento dipende dalla rigidità di contatto tangenziale

- la convergenza è difficile da ottenere per alti FKT, molte iterazioni sono necessarie rispetto alla Funzione Penalità; questa è un'altra ragione per cui il calcolo, con un FKT pari a 1.000 non converge

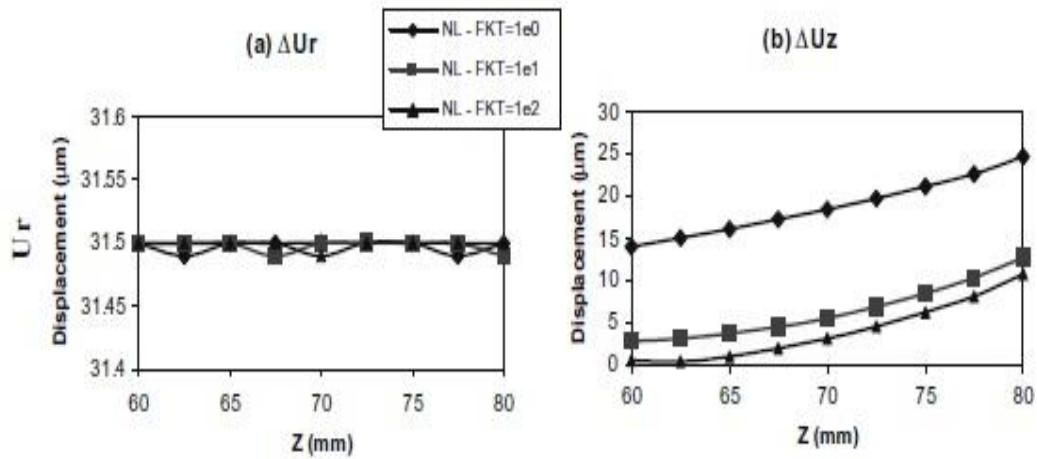


Figura 5.1.13: Lagrangiano normale

#### d. LAGRANGE PURO

Il Lagrangiano Puro usa i Moltiplicatori di Lagrange nel contatto normale e tangenziale; in questo caso non si ha il raggiungimento con i parametri quali rigidità di contatto e penetrazione. La soluzione ottenuta è accurata in termini di contatto.

Anche se il metodo non sottintende un addizionale parametro di contatto, la soluzione è leggermente differente per  $\tau_{rz}$  e  $\tau_{\theta z}$  tanto quanto gli altri casi.

#### e. DISCUSSIONI

I risultati che si ottengono sono simili per tutti 4 i casi provati, dimostrando così la correttezza della metodologia utilizzata.

Vengono illustrati qui di seguito i confronti a livello di spostamenti e tensioni per quanto riguarda gli algoritmi risolutivi.

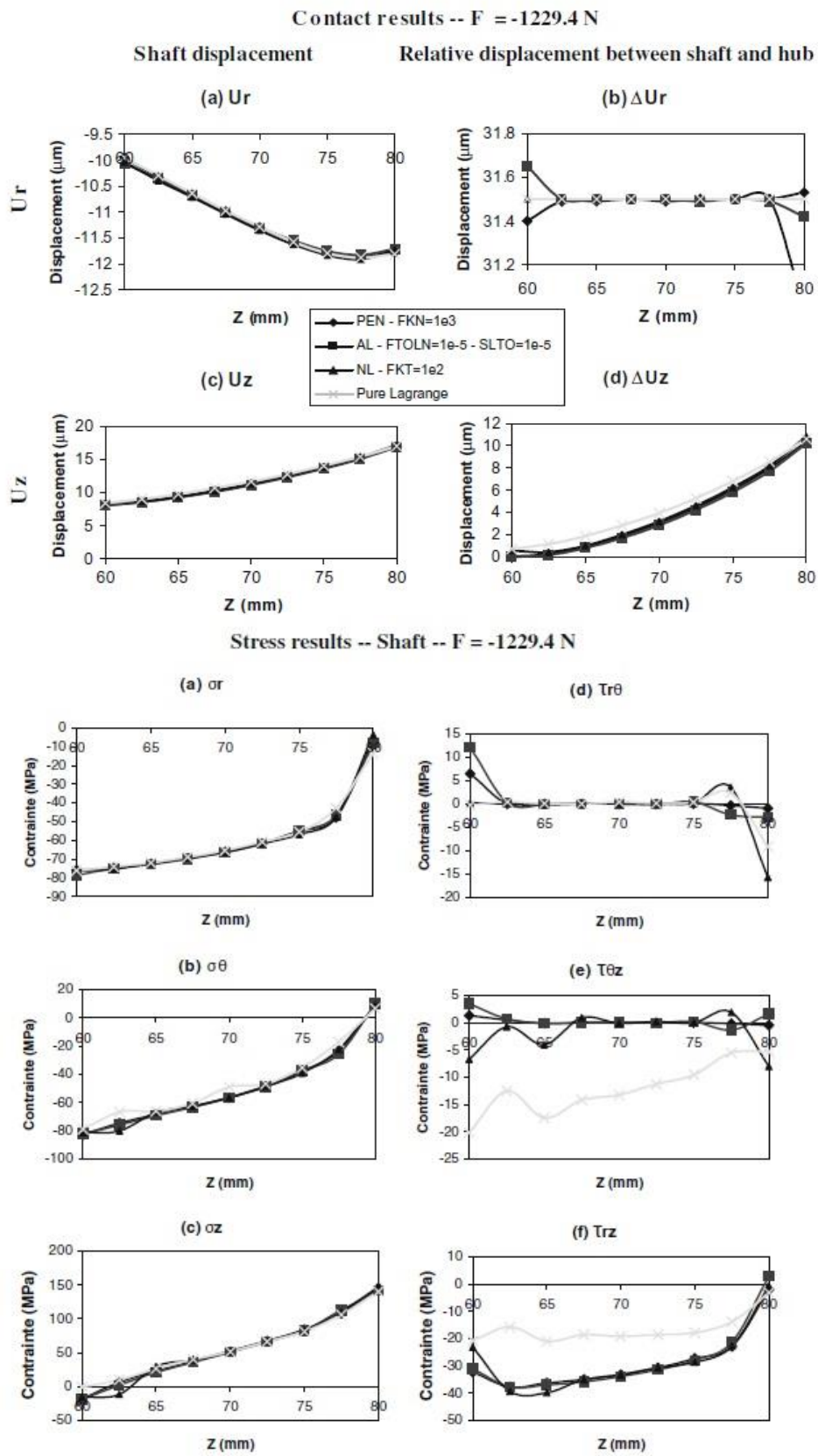


Figura 5.1.14: Confronto degli algoritmi tra i risultati delle tensioni e degli spostamenti

In accordo con la teoria per cui  $\tau_{9z}$  è nulla, tutti gli algoritmi danno ottimi risultati specialmente se sintonizzati in questo particolare caso.

Per capire quale sia il migliore algoritmo bisogna tener conto di diversi fattori:

- ogni algoritmo è equivalente agli altri in termini di accuratezza se vi sono applicati gli opportuni controlli
- Lagrange Puro è il metodo più semplice da applicare in quanto non ci sono parametri supplementari in esame
- Lagrange Puro e Lagrange Normale sono i più efficaci, ma costano di più in termini computazionali se comparati agli altri due algoritmi
- la Funzione Penalità utilizza la rigidità di contatto, la quale ha una logica interpretazione matematica ma non rappresenta un valore reale; è preferibile affrontare la penetrazione e la tolleranza di slittamento come Lagrangiano Aumentato
- se si è a conoscenza dei valori di penetrazione e tolleranza di spostamento, è possibile non avere significative variazioni nella soluzione: Lagrangiano Aumentato è quindi il metodo migliore
- quando si controllano KFN, FKT, FTOLN o SLTO, si applica un fattore di valore predefinito per risolvere; in questo studio il valore è costante perché la mesh è identica come le proprietà del materiale usato nei modelli

### *5.1.7 CONCLUSIONI*

I punti su cui si è focalizzati nell'articolo hanno portati i seguenti risultati:

- Quando si tratta di interferenza su degli elementi assemblati, il miglior indicatore di convergenza è il rispetto dell'interferenza applicata
- Altra indicazione è il rispetto della condizione di slittamento nullo nella zona di attacco
- Il raffinamento della mesh è un punto chiave per affrontare il discorso della convergenza

- Per ottenere accurati risultati tensionali nella zona di alto gradiente delle tensioni, i sotto modelli devono avere buone sotto condizioni al contorno
- I parametri di controllo sono la rigidità di contatto, la penetrazione e lo slittamento elastico ammissibile
- Gli autori usano il Lagrangiano Aumentato per applicare la tolleranza di penetrazione (FTOLN) del valore di 0,1% dell'interferenza e lo slittamento elastico ammesso (SLTO) pari a  $0,1\mu\text{m}$ ; è comunque sempre necessario porre attenzione ai risultati e alla convergenza della mesh

Gli autori propongono, per completare lo studio, una serie di passaggi ulteriori:

- Un confronto dei risultati FEM con i risultati ottenuti da prove di laboratorio
- Se i risultati sono corretti, testare configurazioni alternative; si continua ad investigare quindi sul coefficiente di frizione e la plasticità del modello utilizzato per la soluzione
- Per differenti soluzioni trovare una relazione tra lo stato tensionale, il comportamento dello slittamento e la vita a fatica
- Ultimo obiettivo è trovare il modo migliore per progettare accoppiamenti interferenti per specifici input di potenza e vita massima a fatica

## 5.2 FORMULAZIONI BASE DEL CONTATTO

Vengono qui di seguito riportate le formulazioni base riguardo il contatto.

In questi casi si trattano due solidi con superfici curve: dopo che la forza è applicata per premere assieme i corpi, questi vengono a toccarsi in un punto soltanto.

Quando la forza è applicata, la compressione elastica si verifica vicino al punto iniziale di contatto e l'area del piano di contatto risulta formata: questa è tangente alla faccia non deformata dei due solidi ed è perpendicolare alla linea di azione della forza applicata.

In figura sono rappresentati due solidi a contatto: configurazione del contatto (a), prima (b) e dopo (c) aver applicato il carico, spostamento dei punti di contatto (d).

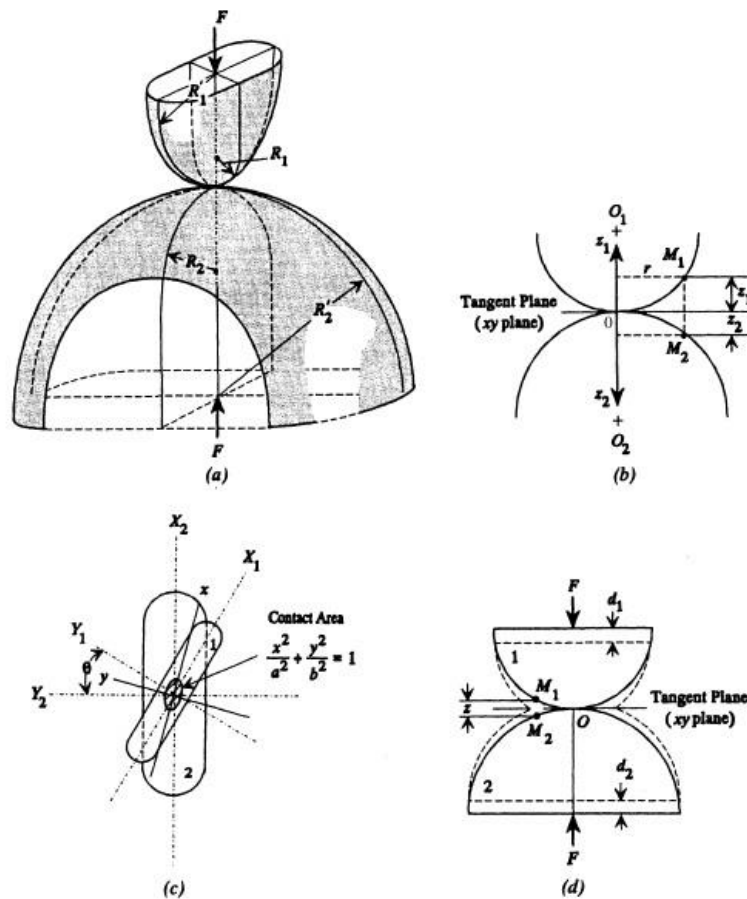


Figura 5.2.1: Corpi elastici a contatto

Secondo questa trattazione i solidi sono considerati elastici, isotropi e omogenei; le superfici di contatto sono lisce e libere da frizione o forze di adesione. I 4 principali raggi di curvatura delle due superfici nel punto di contatto sono comparate con la dimensione dell'area di contatto, e la deformazione plastica è trascurata. Si ipotizza inoltre che dopo la deformazione i due punti nel contatto si muoveranno alla somma delle distanze dei singoli punti.

Tralasciando l'analisi matematica necessaria per ricavare spostamenti e tensioni alla lettura dell'articolo, si riassumono ora i risultati attraverso le formulazioni:

$$\sigma_c = (\sigma_c)_{max} = -C_\sigma \left( \frac{b}{\Delta} \right)$$

$$\tau_{max} = C_\tau \left( \frac{b}{\Delta} \right)$$

$$\tau_{oct} = (\tau_{oct})_{max} = C_{oct} \left( \frac{b}{\Delta} \right)$$

$$Z_s = C_z * b$$

I valori di b e  $\Delta$  si ricavano dalle espressioni seguenti:

$$b = C_b (F * \Delta)^{1/3}$$

$$\Delta = \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \frac{1}{A + B}$$

I valori di A; B, e dei  $C_i$  si ricavano in tabella.

In molti casi di interesse pratico nel momento in cui entrano in gioco rugosità superficiale, cedimento locale, frizione, lubrificazione, effetti termici e tensioni residue, si esce dalle condizioni di validità dell'Hertz Analysis. Conseguentemente, gli stress calcolati tramite queste formulazioni sono spesso assunte come linee guida da correlare a test sperimentali di rottura per trovare i limiti di tensione ammessa.

### 5.2.1 HERTZ CONTACT

Per descrivere la rigidità del contatto presente nell'algoritmo risolutivo *Funzione Penalità* esposto in precedenza, si utilizza la teoria dell'Hertz Contact: si vanno ora a ricordare le formulazioni.

Il caso in esame fa parte dei corpi a contatto con frizione tra essi, in particolare di due cilindri a contatto con assi paralleli: la modifica del campo di tensione dovuto al contatto è causata proprio dalla presenza della frizione tra i corpi.

Le tensioni tangenziali hanno la stessa distribuzione oltre l'area di contatto, così come per le tensioni normali.

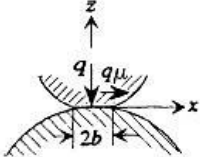
Per impedire il moto di scorrimento le tensioni tangenziali sono correlate linearmente alle tensioni normali tramite il coefficiente di frizione.

Il campo di stress totale è quindi definito come risultante tra le tensioni normali sulle superficie ed il campo di tensione tangenziale.

La presenza della frizione, a dispetto della classica teoria dell'Hertz Contact, può portare a cambiamenti nello stato di compressione dell'area di contatto: la nascita di uno stato tensionale di trazione nella zona di contatto è pensato come un contributo alla rottura a fatica dei corpi soggetti a carichi ciclici di contatto.

Smith e Liu individuarono che se il coefficiente di frizione assume un valore pari a 0,1 o superiore, il punto di massima tensione di taglio si trova nella superficie di contatto anziché sotto di essa.

Nella tabella seguente sono riportati i valori delle tensioni tra corpi a contatto tramite un'area.

<i>Notation</i>				
	$2b$ = width of contact area, Eq. (9.18a) $\mu$ = friction coefficient $\Delta$ = see Eq. (9.18b) $q$ = distributed (line) load ( $F/L$ )			
				
Maximum Stress	$\mu = 0$	$\mu = \frac{1}{12}$	$\mu = \frac{1}{6}$	$\mu = \frac{1}{3}$
Maximum tensile principal stress, occurs near the surface at $x = -b$	0	$\frac{2}{12} \frac{b}{\Delta}$	$\frac{2}{6} \frac{b}{\Delta}$	$\frac{2}{3} \frac{b}{\Delta}$
Maximum compressive principal stress, occurs near the surface between $x = 0$ and $x = 0.3b$	$-\frac{b}{\Delta}$	$-1.09 \frac{b}{\Delta}$	$-1.19 \frac{b}{\Delta}$	$-1.40 \frac{b}{\Delta}$
Maximum shear stress (occurs at the surface for $\mu \geq \frac{1}{10}$ )	$0.300 \frac{b}{\Delta}$	$0.308 \frac{b}{\Delta}$	$0.339 \frac{b}{\Delta}$	$0.435 \frac{b}{\Delta}$
Maximum octahedral shear stress (occurs at the surface for $\mu \geq \frac{1}{10}$ )	$0.272 \frac{b}{\Delta}$	$0.265 \frac{b}{\Delta}$	$0.277 \frac{b}{\Delta}$	$0.368 \frac{b}{\Delta}$



I valori di  $b$  e  $\Delta$  prendono rispettivamente corpo dalle seguenti formulazioni:

$$b = \sqrt{\frac{2q\Delta}{\pi}}$$

$$\Delta = \frac{1}{\frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2}} \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

### 5.3 Fattore di riduzione della resistenza a fatica di sfregamento in accoppiamenti interferenti

Quest'articolo è la continuazione diretta di quello esposto in precedenza.

Di questo vengono comunque riportate solamente alcune annotazioni utili al completamento del precedente articolo per poter operare in modo migliore nella successiva parte teorica della tesi.

#### 5.3.1 RIASSUNTO DELL'ARTICOLO

Il lavoro si basa su un confronto tra i dati sperimentali e l'analisi degli elementi finiti per configurazioni di interferenza diverse. In aggiunta si inserisce la rotazione dovuta alla torsione e la flessione alternata. Una mesh fine e dei sotto modelli sono stati utilizzati per ottenere risultati convergenti.

La convergenza del contatto è stata ottenuta utilizzando l'algoritmo risolutivo *Lagrangiano Aumentato*, con un controllo di penetrazione pari allo 0,1% sull'interferenza radiale ammissibile e uno slittamento elastico di 0,1 $\mu$ m.

I risultati a fatica sono stati presentati a quattro diversi criteri: Von Mises, Sine, Crossland e Dang Van. Dang Van è il criterio che fornisce i risultati più coerenti e non mostra l'evidenza di una correlazione tra l'ampiezza di scorrimento e la durata a fatica.

Lo slittamento relativo sembra quindi essere una conseguenza piuttosto che la causa, escludendo i casi con usura importante. Un fattore di riduzione della resistenza a fatica dovuta a sfregamento è stato calcolato per la tale zona. Il suo valore è compreso tra 0,35 e 0,69 a seconda del criterio adottato, ma varia in relazione al materiale e al tipo di carico.

I risultati danno una buona approssimazione della vita a fatica e può essere facilmente utilizzato per ottimizzare la forma dell'accoppiamento interferente.

### *5.3.2 PUNTI CHIAVE*

#### *Sfregamento e differenti cause di rottura*

Come prima cosa si ricorda che durante lo sfregamento il danneggiamento è dovuto principalmente a 3 parametri:

- Pressione di contatto
- Ampiezza di slittamento
- Coefficiente di frizione

Iyer ha studiato e verificato che tra i parametri che influenzano la vita a fatica dovuta a sfregamento ci sono:

- Picco della pressione di contatto
- Semi larghezza di contatto
- Portata massima di sollecitazione
- Taglio massimo ammesso
- Massima ampiezza di slittamento

Tra quelli elencati solo il primo termine è indipendente.

Si ricorda inoltre che sono presenti 3 tipi di coefficiente di frizione:

- Statico
- Dinamico
- Cinetico

La diminuzione dell'interferenza causa una perdita della pressione di contatto e questo implica l'impossibilità di trasmettere il moto.

### Metodologia utilizzata

In questo secondo articolo l'obiettivo era di calcolare la riduzione del fattore di sicurezza di resistenza a fatica, in modo da ottimizzare gli assemblati in cui è presente l'accoppiamento di interferenza. Per ottenere risultati accurati in prossimità delle zone sottoposte ad elevato stress è comune nella pratica utilizzare gli elementi finiti (FEM).

In base ai risultati del precedente lavoro, gli autori hanno utilizzato l'algoritmo di contatto *Lagrangiano Aumentato*, in cui la tolleranza di penetrazione e lo slittamento elastico ammissibile sono rispettivamente pari allo 0,1% dell'interferenza radiale e  $0,1\mu\text{m}$ .

La tecnica dei sotto modelli è stata utilizzata per accelerare la convergenza della mesh.

### Criteri di fatica e risultati trovati

Per calcolare la vita a fatica si sono impiegati i criteri di:

- von Mises (VM)
- Sine (SIN)
- Crossland (CRO)
- Dang Van (DV)

Per l'analisi e la comparazione dei quattro criteri si rimanda all'articolo.

Tra i risultati più importanti si nota, in particolare, che CRO è una combinazione lineare tramite radice quadrata dell'amplificazione del secondo invariante del tensore deviatorico e del massimo valore nel tempo del primo invariante del tensore dello stress.

Il quarto, DV, rappresenta una direzione: viene indicata la direzione di inizio di propagazione della cricca. Si può quindi determinare il massimo della fatica durante l'esercizio.

### Conclusioni

Una avanzata analisi agli elementi finiti ha permesso di trovare l'esistenza di un fattore di riduzione della vita a fatica dovuto a sfregamento. Nessuna correlazione invece è stata trovata tra l'ampiezza di scorrimento e lo sfregamento nella resistenza a fatica. L'ampiezza di scorrimento è probabilmente la conseguenza più accreditata del complesso stato di sollecitazione multi assiale nella forma.

In confronto ai criteri di von-Mises, Sines e Crossland, Dang Van è il criterio che dà i risultati più coerenti sia per la flessione rotante che per la torsione alternata.

Sulla base dei risultati trovati, è stato trovato a fatica un fattore di riduzione della resistenza sfregamento denominato  $k_{fret}$ : tale coefficiente è compreso tra 0,35 e 0,49 .

Il passo successivo da eseguire in altri studi è, sulla base della metodologia presentata per valutare il  $k_{fret}$ , di testare diverse configurazioni che utilizzano l'analisi agli elementi finiti.

L'obiettivo finale è quello di trovare la miglior filosofia di progettazione per gli accoppiamenti con interferenza e la relativa durata massima a fatica.

## **5.4 CONSIDERAZIONI SUL LAVORO DI TESI**

In questo lavoro di tesi la strada che si sceglie di intraprendere è di costruire la geometria nel codice agli elementi finiti seguendo le indicazioni raccolte in questi articoli per quanto riguarda l'accoppiamento interferente tra albero e mozzo.

Successivamente si confrontano questi risultati con quelli ottenuti carta e penna: prima si verifica la correttezza della teoria dei gusci spessi, successivamente si prendono le zone esterne all'accoppiamento di albero e mozzo.

Utilizzando gli stessi materiali e sfruttando i concetti teorici utili al caso, si cercherà di correlare gli effetti di bordo al termine dell'accoppiamento interferente che sono stati trovati in relazione al tipo di contatto e ai parametri che entrano in gioco negli accoppiamenti di interferenza.



## Capitolo 6

# ACCOPIAMENTO INTERFERENTE NEL CASO REALE

In questo capitolo si implementano le tecniche di analisi degli accoppiamenti interferenti esposte nell'articolo in esame nel caso reale. Obiettivo dell'analisi è di verificare la bontà dei risultati nelle zone più critiche dell'accoppiamento sia nel modello intero sia nel Submodeling.

## 6.1 MODELLAZIONE

Il modello in esame è il rullo accoppiato tramite interferenza con la camicia: la geometria è costituita da due entità fisiche separate, a cui successivamente si impone il vincolo di accoppiamento (Modello 2).

Nella figura riportata di seguito è riportata una vista assonometrica della geometria che va risolta.

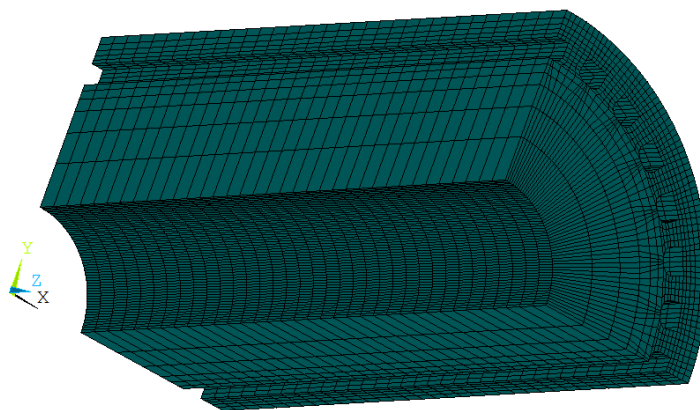


Figura 6.1.1: Vista assonometrica della mesh e della geometria del modello in esame

A differenza del caso reale in questo sono state prese delle assunzioni diverse per quanto riguarda l'accoppiamento interferente.

Seguendo le indicazioni dell'articolo studiato, si utilizzano i seguenti valori:

- Interferenza: 0,5 mm
- Algoritmo risolutivo: Augmented Lagrangian (AL)
- Penetration tollerance: 0,00025 mm (FTOLN)
- Allowable elastic slip: 0,0001 mm (SLTO)

Entrambi i valori di FTOLN e SLTO sono imposti costanti durante la risoluzione FEM.

Per individuare la tolleranza di penetrazione si prende la centesima parte dell'interferenza relativa allo sviluppo radiale del modello (0,25 mm).

I vincoli applicati alla struttura sono stati gli stessi utilizzati nel precedente Modello 2.

Nessun agente esterno è stato applicato alla struttura: l'obiettivo dello studio sono i soli effetti dell'accoppiamento interferente privo di carichi applicati all'esterno della struttura.

In seguito si implementa un secondo modello in cui la finitezza degli elementi è maggiore del precedente: questo è necessario per ottenere dei risultati più accurati soprattutto nelle zone in cui ci sono concentrazioni di sforzi.

Per ottenere ciò si agisce a livello di mesh dell'area di estrusione: in particolare l'aumento del dettaglio si concentra nei pressi dell'accoppiamento e della superficie della camicia.

Nel primo modello il numero degli elementi è di 39200: tramite il miglioramento della finitezza della mesh, il numero di elementi aumenta fino ai 94849 del secondo caso.

Anche in questa struttura sono stati applicati gli stessi vincoli e gli stessi algoritmi di risoluzione utilizzati nel primo caso.



## 6.2 RISULTATI FEM

### 6.2.1 MODELLO 1

Nelle figure seguenti sono illustrati i risultati tensionali e deformativi trovati nella prima analisi.

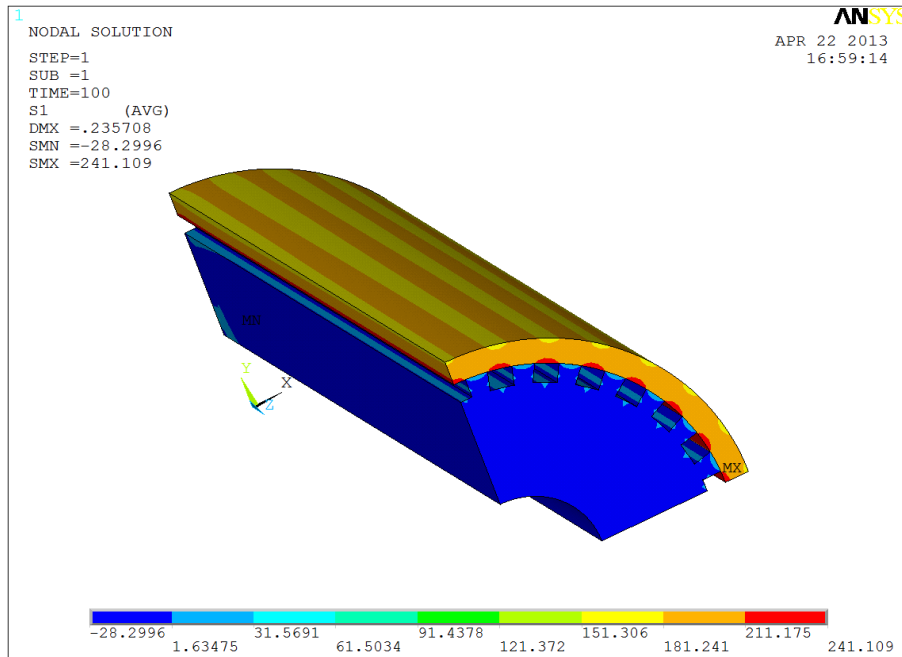


Figura 6.2.1: Andamento della tensione S1 nel caso di sola interferenza

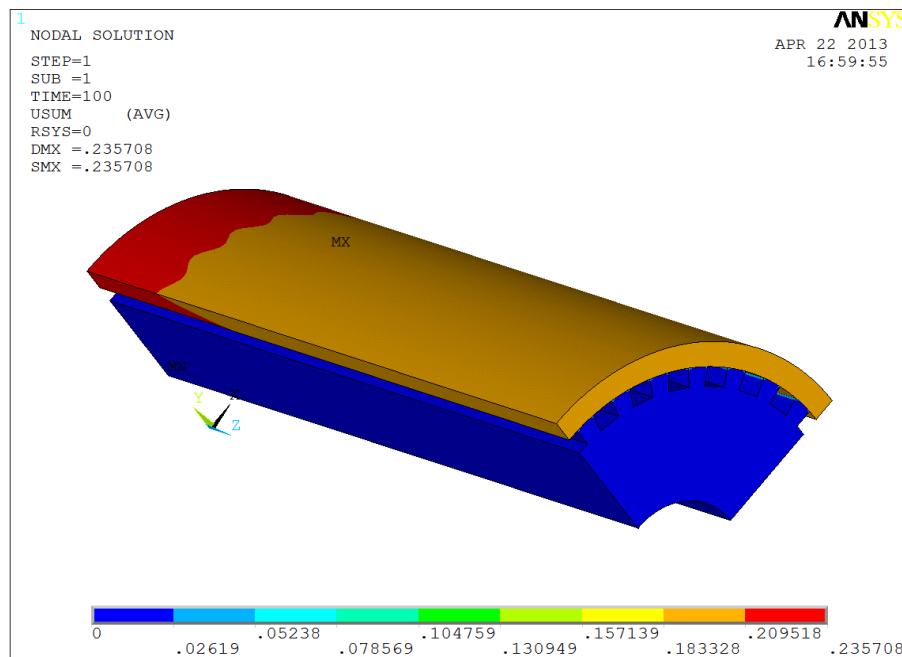


Figura 6.2.2: Andamento degli spostamenti nel caso di sola interferenza

In entrambi i modelli, gli andamenti sono gli stessi trovati nel Modello 2 sottoposto a solo accoppiamento interferente.

A livello tensionale, come è lecito aspettarsi, il picco delle tensioni è posizionato nelle zone adiacenti ai denti in presa nella parte sopra i canali di raffreddamento.

Il valore massimo della prima tensione principale è pari a 241 MPa circa, a fronte di una compressione media agente nella struttura pari a circa 30 MPa.

Per quanto riguarda l'aspetto deformativo, a livello globale il massimo è posto all'estremità libera con un valore di 0,23 mm circa.

## 6.2.2 MODELLO 2

Questo secondo modello presenta un grado di finitezza maggiore rispetto al precedente, quindi dei risultati più precisi: nelle seguenti figure si ha un primo confronto, sia a livello tensionale sia a livello deformativo, della distribuzione delle tensioni e degli spostamenti..

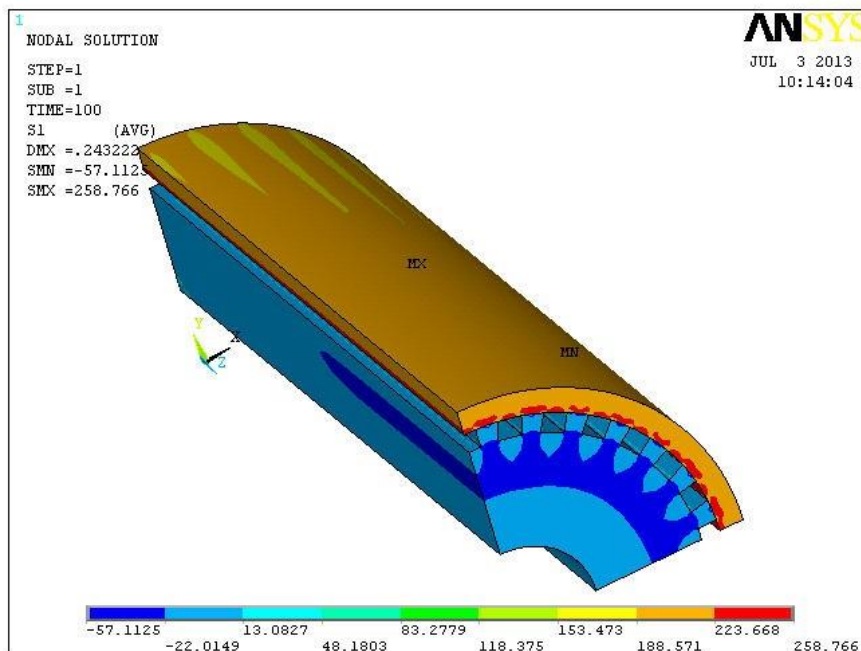


Figura 6.2.3: Andamento della tensione S1

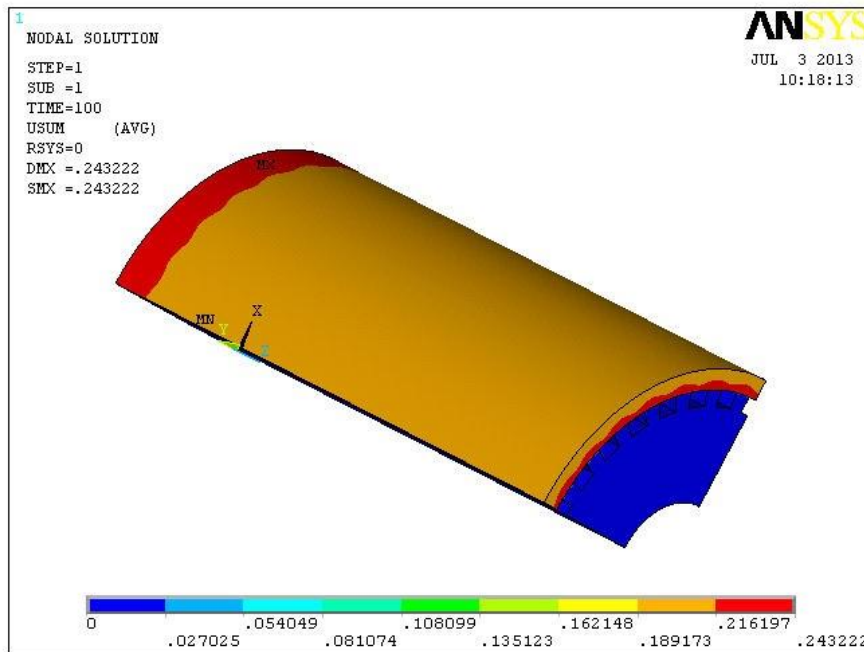


Figura 6.2.4: Andamento degli spostamenti nel caso di sola interferenza

In questo caso il valore di S1 (tensione principale 1) è localizzato sempre nella stessa zona vista in precedenza, ma presenta un valore leggermente più alto pari a 259 MPa circa.

Mediamente, comunque, si ritrova che il campo tensionale è lo stesso del precedente.

Per quanto riguarda l'aspetto deformativo, invece, si ha un valore massimo identico al precedente: 0,24 mm. Come nel caso precedente, il valore massimo si ha nell'estremità libera.

A differenza di prima, però, questo modello più accurato evidenzia un valore di deformazione massimo anche nella zona di contatto tra i denti e la superficie interna della camicia.

In prima battuta quindi i risultati della prima analisi sono stati rispettati: i valori non variano in modo ampio e gli ordini di grandezza, oltre che i valori, sono mantenuti.

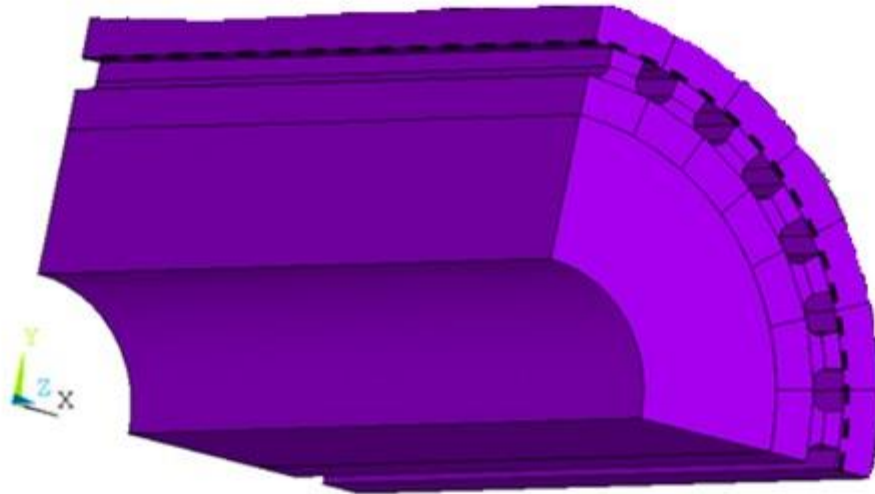
Nella voce seguente sono portati a grafico i risultati ottenuti.

### 6.2.3 CONFRONTO TRA I MODELLI

Per effettuare un confronto tra i risultati ottenuti dai due modelli ci si concentra nella zona più importante ai fini dell'analisi dell'accoppiamento interferente. La localizzazione dei Path è quindi posta nella superficie interna della camicia.

Un Path è posto longitudinalmente lungo il bordo interno, mentre un secondo si applica circonferenzialmente nella zona di mezzeria del rullo.

Questi esaminati sono oltre che essere i punti più interessanti dal punto di vista del nostro studio, anche i punti maggiormente sollecitati della struttura.



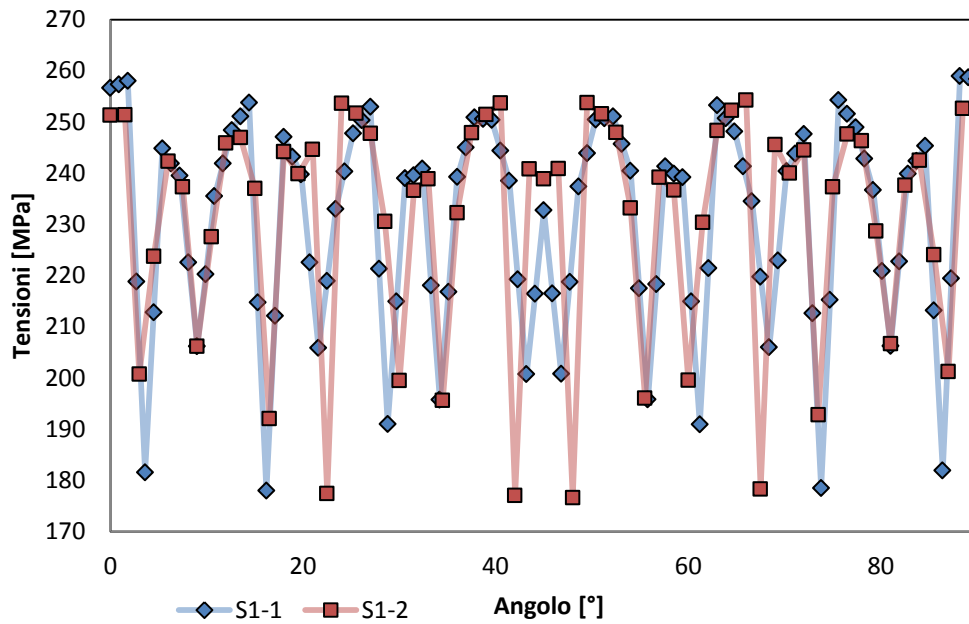
*Figura 6.2.5: Localizzazione dei path in esame*

Nel grafico di seguito sono riportati i risultati ottenuti dai Path longitudinali e circonferenziale: come è lecito aspettarsi, i valori sono poco diversi tra loro e si trovano collocati nella stessa banda di dati.

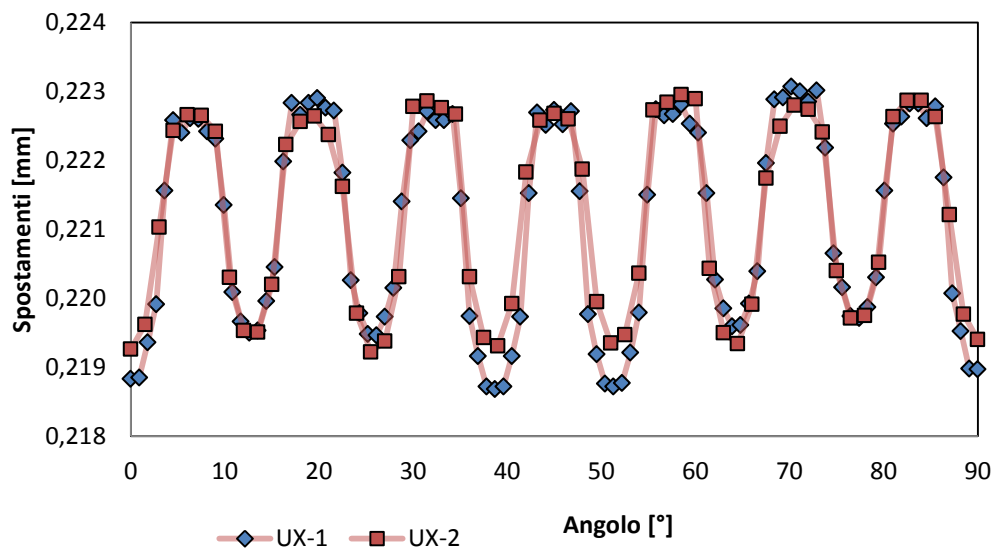
A livello numerico un minore numero di elementi comporta un minore numero di dati presenti nel Path: a fronte di un aumento del peso computazionale della soluzione, quindi, c'è un incremento dell'accuratezza della soluzione stessa.

A livello aziendale è compito di chi analizza le strutture scegliere se concentrarsi su una soluzione più lunga dai risultati più precisi oppure su una soluzione più rapida ma dalla minore precisione.

### Path Circonferenziale: Tensioni



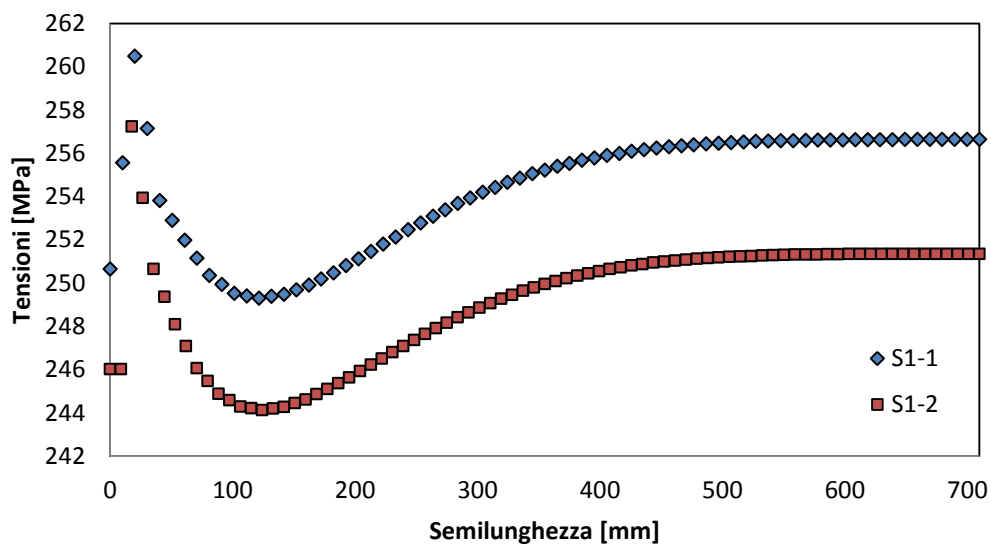
### Path Circonferenziale: Spostamenti



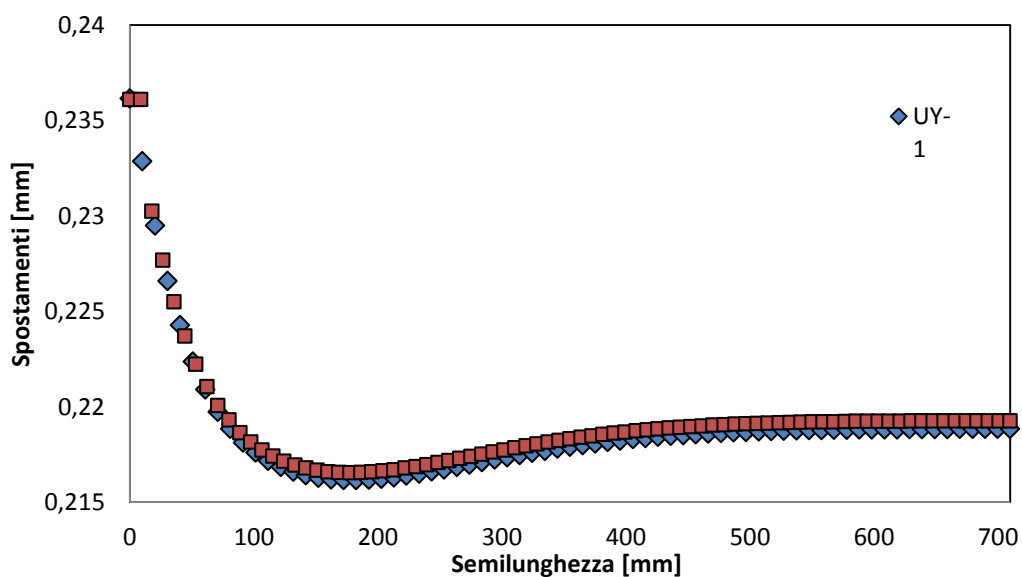
In entrambi i campi di studio è evidente una buona sovrapposizione dei risultati ottenuti dalle analisi FEM.

In ambo i casi, i risultati hanno un andamento simile, rimanendo entro una certa banda di dispersione di risultati. Per quanto riguarda le tensioni, si va da un valore minimo di 170 MPa ad un massimo di 260 MPa circa.

### Path Longitudinale: Tensioni



### Path Longitudinale: Spostamenti



In questa seconda serie di Path si evidenzia l'ottima sovrapposizione dei dati in possesso.

In particolare negli spostamenti i risultati sono praticamente sovrapposti.

Per quanto riguarda il campo tensionale, invece, la differenza è di circa 6 MPa tra i due modelli: questa differenza corrispondente ad un irrisorio 2% del totale.

## 6.3 SUBMODELING

I modelli appena visti hanno dato risultati molto simili, in certi casi identici: questo è il caso degli spostamenti nel Path longitudinale.

Non è quindi necessario proseguire con un nuovo affinamento del modello, come invece indicato nell'articolo oggetto dello studio: questa scelta è dettata dal fatto che un ulteriore aumento del peso computazionale dei modelli, e quindi del relativo tempo di calcolo della soluzione, non è necessaria visti i già buoni risultati ottenuti.

Passo successivo consiste nel selezionare una piccola sezione di interesse ai fini del confronto: questo passaggio si attua per mezzo dei *Submodeling*.

### 6.3.1 MODELLAZIONE

Come accennato, è possibile isolare una sezione del modello in esame e studiarla tramite un sotto modello.

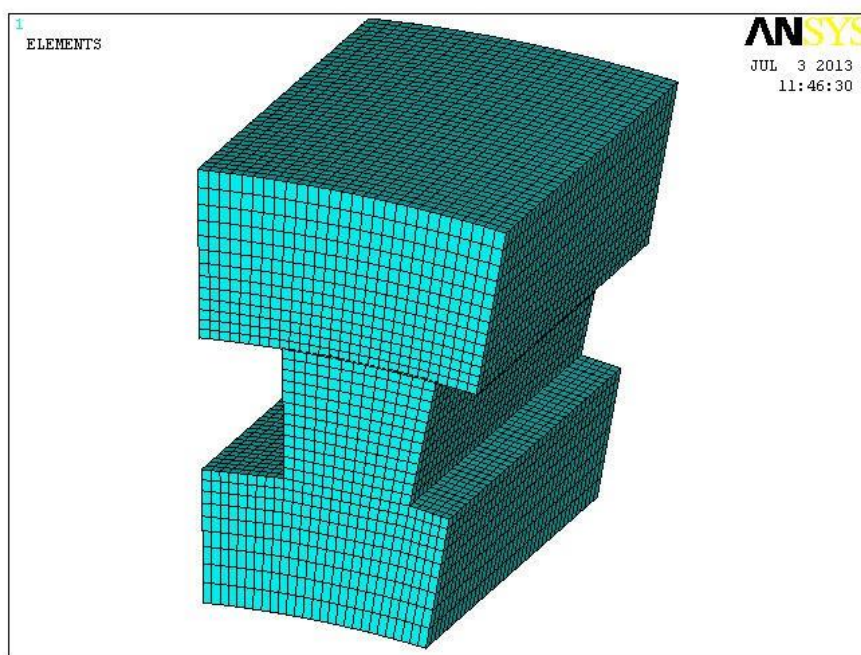
La scelta della zona su cui porre l'attenzione ricade sulla mezzeria del modello, in particolare sul dente in presa più in alto: questa è la sezione soggetta sia al carico di laminazione (e quindi il punto più critico della struttura intera) sia all'interferenza dovuta all'accoppiamento tra albero e camicia.

Per questi motivi tale zona risulta essere la più sollecitata della struttura.

La scelta è quindi ricaduta su un solo dente in presa per una lunghezza pari ad 1/10 di quella totale (70 mm).

In particolare è evidente l'infittimento della mesh in ogni suo punto: è lecito quindi aspettarsi nella soluzione dei risultati molto più accurati dei precedenti in tale zona.

I vincoli in questo caso sono diversi: nei submodeling, difatti, le condizioni al contorno prendono il nome di *Cut Boundaries Condition (CBC)*.



*Figura 6.3.1: Assonometria del sotto modello con relativa mesh*

Tali vincoli CBC sono applicati nelle pareti laterali del sotto modello e nella parte posteriore: in questo modo il sotto modello è circondato da un involucro che lo rende una continuità con il modello intero iniziale. Questi vincoli sono pertanto posizionati in modo da “inserire” il sotto modello nel modello principale: il vantaggio è, quindi, di studiare solamente la parte che più interessa del modello principale senza effettuare ulteriori analisi nella parte esterna al sotto modello.



Tra le superfici del dente in cui è presente il contatto interferente si crea invece l'accoppiamento interferente precedentemente realizzato nel modello.

Gli altri vincoli di simmetria non vengono applicati dal momento che sono riprodotti dalle CBC.

Il modello principale preso a riferimento per il sotto modello è quello avente mesh più fine. Il numero di elementi presenti nel solo sotto modello è di 32160, un numero decisamente maggiore se confrontato ai 94849 del modello intero.

Nella figura precedente è visualizzata la sezione scelta per realizzare il Submodelling.

### 6.3.2 RISULTATI ANALISI FEM

Di seguito sono riportati in figura gli andamenti delle tensioni e degli spostamenti che si hanno del sotto modello.

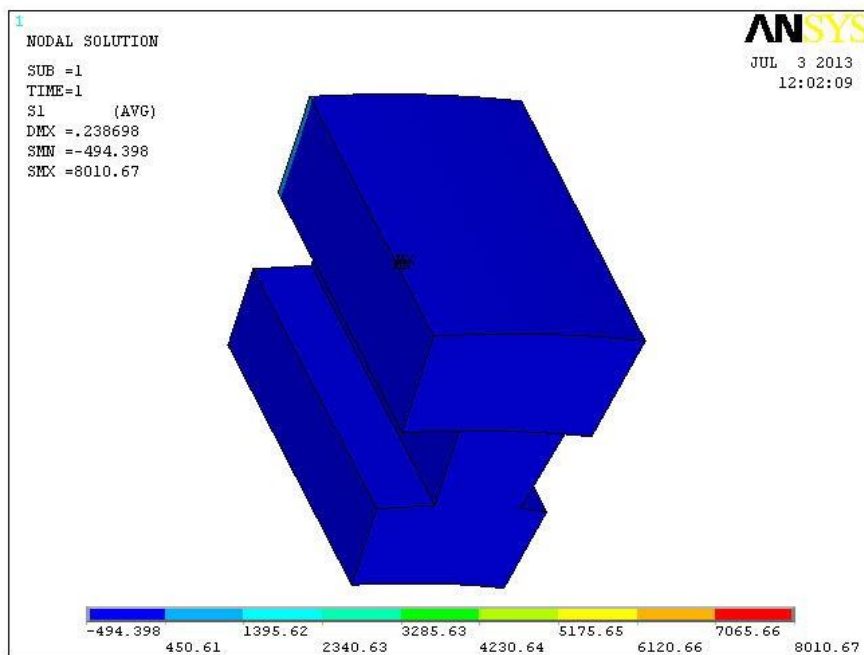


Figura 6.3.2: Assonometria dell'andamento delle tensioni nel sotto modello

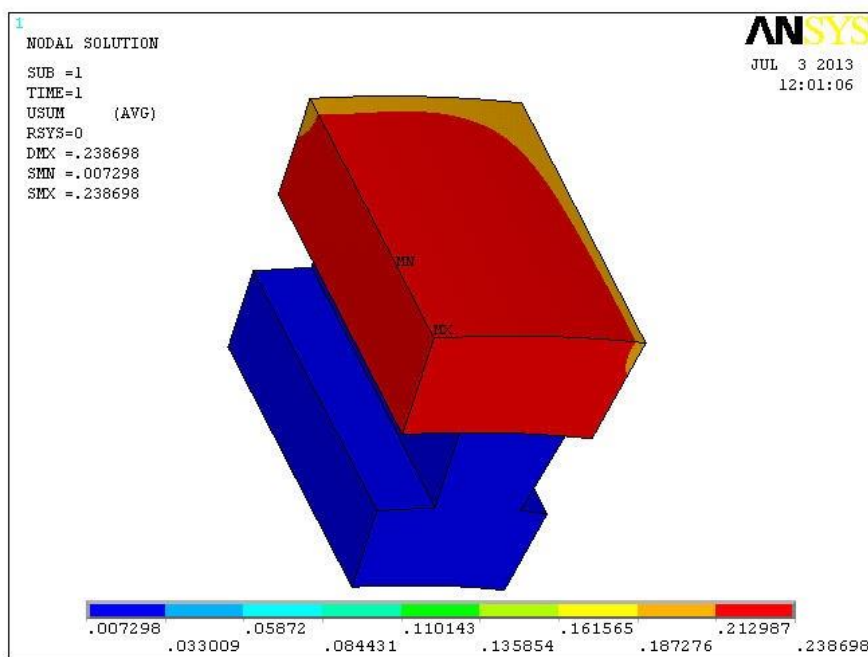


Figura 6.3.3: Assonometria dell'andamento degli spostamenti nel sotto modello

A primo impatto si individua una compatibilità tra gli spostamenti di entrambi i modelli e del sotto modello; ciò non si può dire per i valori ricavati dall'analisi delle tensioni.

Tale situazione è comunque già stata trattata nell'articolo in esame: il sotto modello è confrontabile con i modelli interi solamente per quanto riguarda il campo deformativo. Nell'analisi tensionale questo confronto non è possibile poiché i risultati non convergono.

Si ha quindi una ulteriore riprova della correttezza delle analisi effettuate in quanto le casistiche e problematiche che sorgono sono le stesse dell'articolo di riferimento.

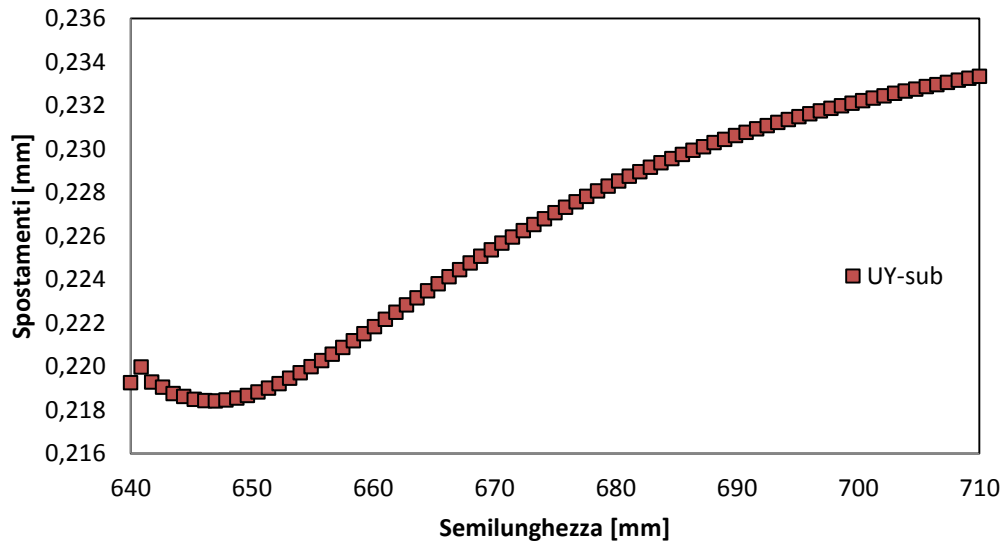
Per avere un confronto migliore, i risultati possono essere visualizzati tramite i Path longitudinali e circonferenziali: sono mantenute le stesse indicazioni e gli stessi tipi di Path impiegati in precedenza.

Rispetto ai casi precedenti i valori si trovano in una sezione molto più limitata: per quanto riguarda il Path longitudinale i risultati fanno riferimento ad una distanza

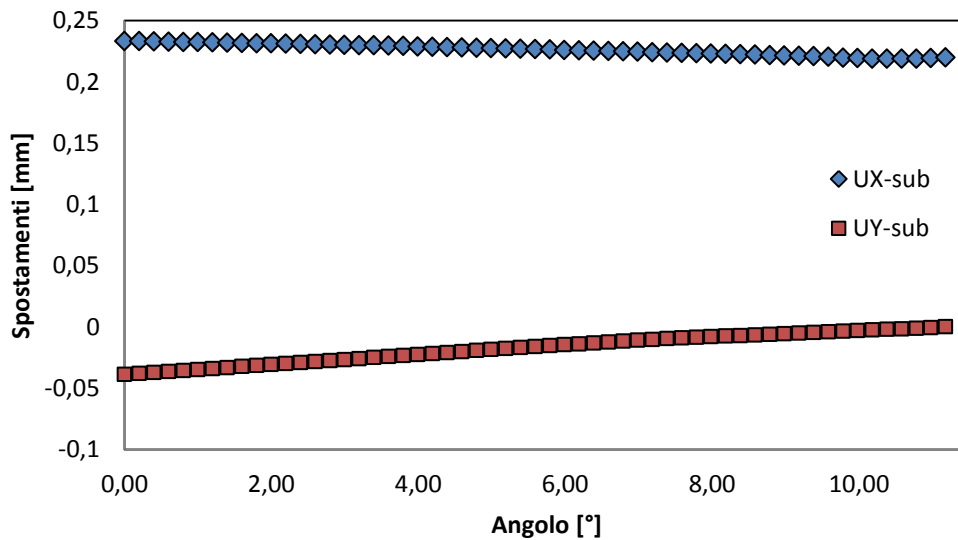
posta da 640 mm a 710 mm, mentre per il Path circolare i dati fanno riferimento ad un angolo compreso tra 0° e 12° circa.

Nei seguenti grafici sono raccolti i risultati in ambito deformativo dei Path longitudinali e circolari.

### Path Longitudinale: Spostamenti



### Path Circonferenziale: Spostamenti

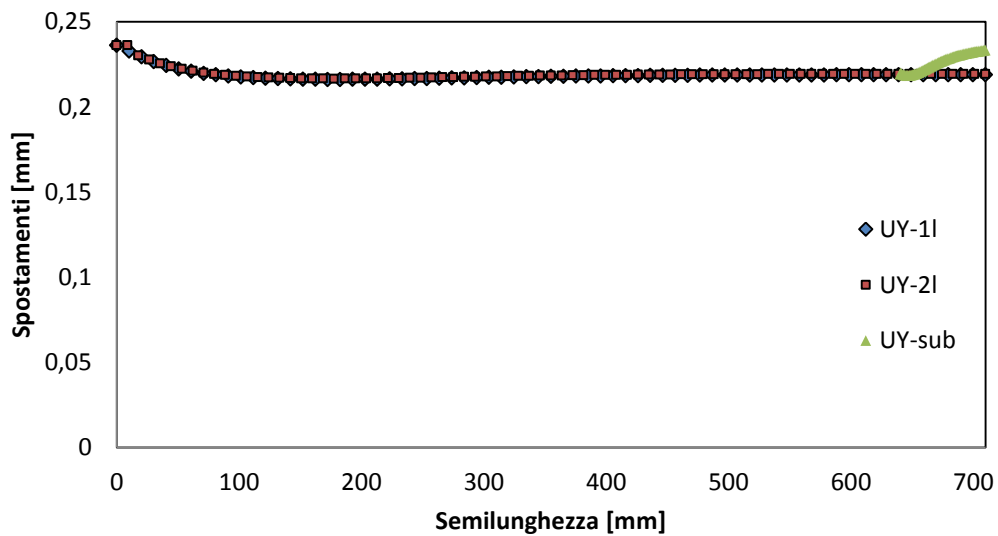


Si rende ora necessario un confronto a livello di spostamenti dei Path per osservare l'accuratezza (o meno) dei risultati ottenuti nei 3 modelli analizzati.

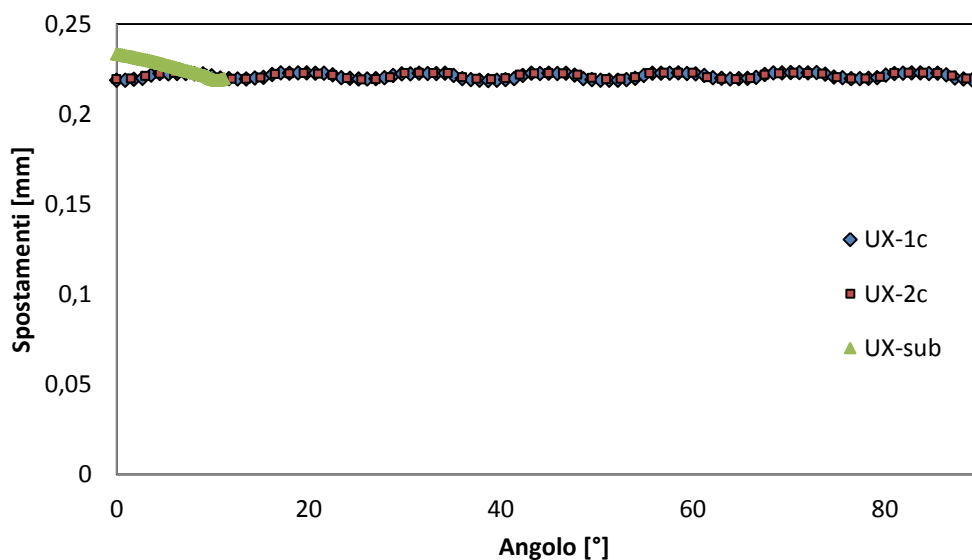
## 6.4 CONFRONTO RISULTATI MODELLI IN ESAME

Qui di seguito sono riportati gli andamenti relativi ai Path circonferenziale e longitudinale, in riferimento alle geometrie studiate: Modello 1, Modello 2 e sotto modello.

### Path Longitudinale: Spostamenti



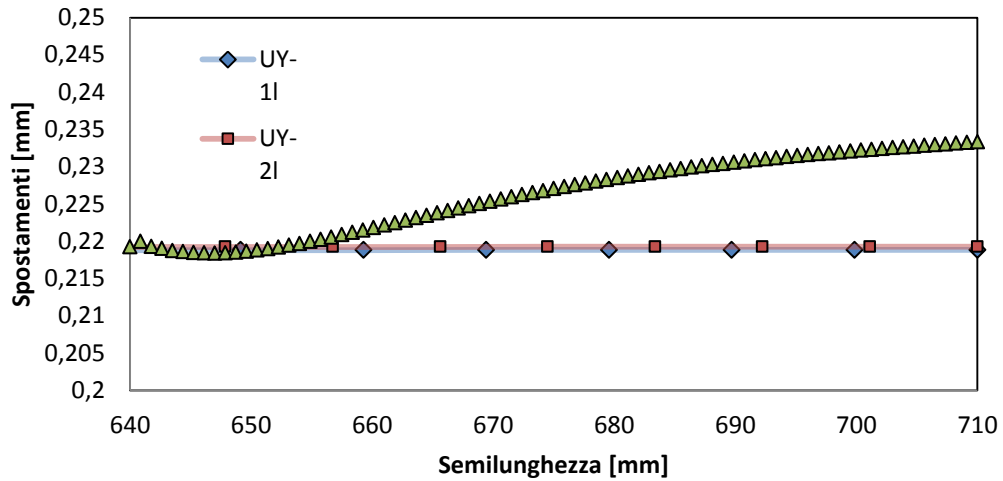
### Path Circonferenziale: Spostamenti



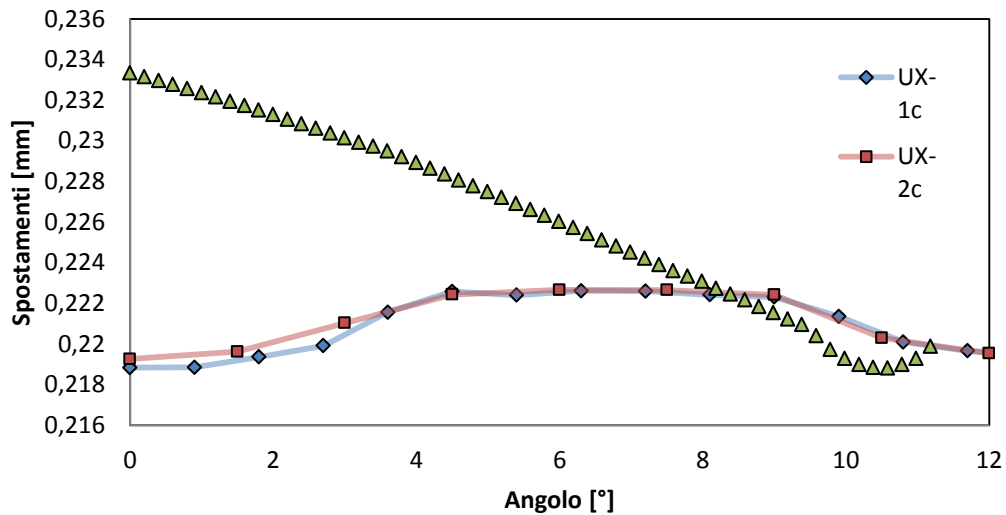
La sezione che interessa il sotto modello è marginale se confrontata a quella dei modelli interi.

Per avere quindi una migliore interpretazione dei risultati si isola l'area di maggiore interesse che coincide con quella del sottomodello.

### Path Longitudinale: Spostamenti



### Path Circonferenziale: Spostamenti



Il confronto tra i risultati è decisamente migliore: è evidente come i risultati siano confrontabili in entrambi i casi.

Nel Path longitudinale si ha una variazione massima tra i risultati pari a circa il 6% localizzato nella zona di mezzeria; nel resto della struttura invece i valori sono all'incirca gli stessi.

Quando si mette a grafico il Path circonferenziale, invece, la variazione massima è sempre del 6%, ed è localizzata nel punto più in alto della struttura.

Proseguendo lungo il Path i dati tendono poi a sovrapporsi una volta raggiunti gli 8° circa.

## **6.5 CONSIDERAZIONI SUI RISULTATI TROVATI**

A termine di queste analisi si può affermare che i risultati trovati sono aderenti a quelli esposti nell'articolo.

Per entrambi i modelli, i risultati sono molto simili sia per quanto riguarda le tensioni sia per quanto riguarda le deformazioni.

A conferma di ciò si ha che il sotto modello dimostra una buona corrispondenza degli spostamenti trovati per quanto riguarda gli spostamenti subiti dalla struttura: l'errore massimo che si ha è del 6%.

Questa leggera diversità, ininfluente ai fini dell'analisi, risiede in eventuali effetti di bordo e in una migliore accuratezza degli elementi finiti: i domini nei quali sono applicate le equazioni FEM dei modelli interi sono maggiori rispetto ai domini del sotto modello. Questo comporta una minore precisione dei risultati.

Grazie ai risultati trovati, è ora possibile continuare con lo studio delle argomentazioni teoriche riguardanti l'argomento dell'interferenza.

Avendo infatti dei modelli interi confrontabili con l'analisi eseguita tramite sotto modelli, è possibile proseguire l'analisi degli accoppiamenti per quanto concerne casistiche generali.

Pertanto, dopo aver studiato geometrie specifiche e aver trovato risultati congrui con le geometrie create, si tratteranno strutture generiche: l'obiettivo degli studi è di identificare eventuali effetti di bordo presenti tra albero e mozzo nelle zone distanti dall'accoppiamento interferente, dove le equazioni dei gusci spessi perdono le loro ipotesi e condizioni di validità, invalidando i risultati.

Si cercherà di valutare l'entità di queste variazioni e come possono incidere ai fini della resistenza della struttura e del suo comportamento in esercizio trovando, se possibile, una correlazione analitica di questi effetti.





## **Capitolo 7**

# **EFFETTI TRIDIMENSIONALI SUL GENERICO ACCOPIAMENTO FORZATO CILINDRICO DI ALBERO E MOZZO**

In base ai risultati ottenuti con i modelli implementati nel capitolo precedente, si adotta una configurazione generica di accoppiamento tra albero e mozzo per valutare gli effetti tensionali derivanti dall'accoppiamento.

## **7.1 MODELLAZIONE**

### **7.1.1 MODELLO BASE**

Per effettuare l'analisi degli effetti di bordo negli accoppiamenti forzati albero-mozzo si è considerata una geometria generica di riferimento. Le dimensioni di questa configurazione sono di seguito riportate:

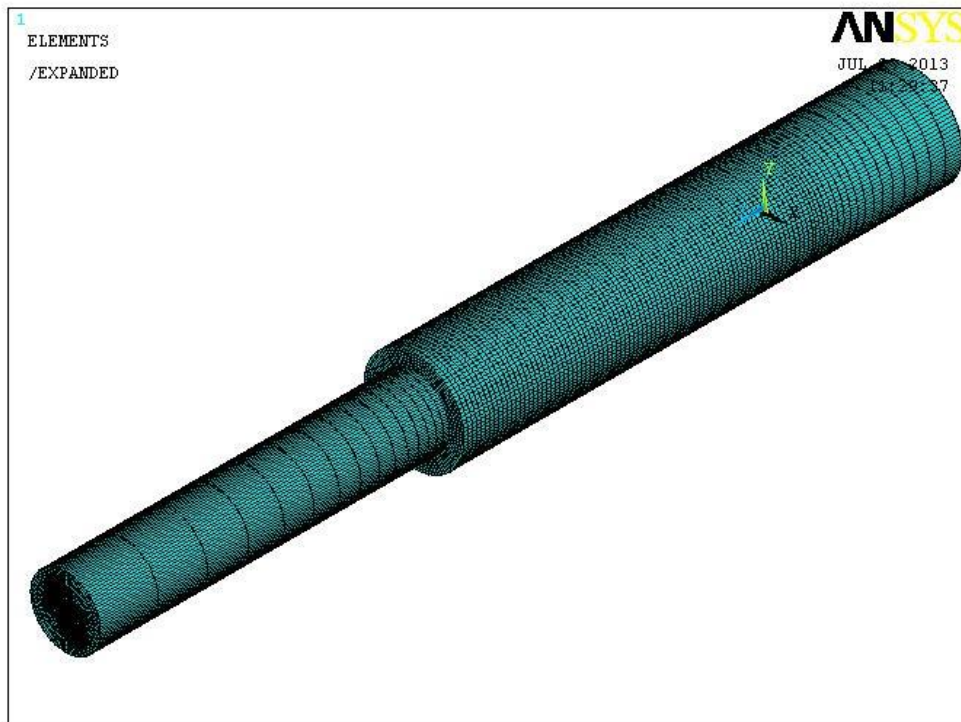
- ✓ Diametro albero: 70 mm
- ✓ Diametro esterno mozzo: 100 mm
- ✓ Interferenza: 0,1 mm
- ✓ Lunghezza albero: 700 mm
- ✓ Lunghezza mozzo: 500 mm
- ✓ Lunghezza accoppiamento: 350 mm
- ✓ Spessore mozzo: 15 mm

Come valore di interferenza si è assunto un valore pari a 1/1000 della dimensione diametrale del mozzo; una lunghezza dell'albero pari a 10 volte il valore del suo diametro permette invece di evitare la formazione di distorsioni nei risultati dell'analisi FEM.

Per quanto riguarda la lunghezza di accoppiamento, pari a 350 mm, si considerano sufficienti 150 mm affinché vi sia un esaurimento degli effetti tensionali vicino alla superficie del mozzo.

Nell'immagine successiva è illustrata un'assonometria degli elementi del modello in esame.

La figura rappresenta una visione intera del modello solamente per dare un'idea migliore della rappresentazione usata. In realtà, come per tutti i lavori svolti in precedenza, è sufficiente modellare e studiare solamente un quarto della geometria.



*Figura 7.1.1: Vista assonometrica degli elementi del modello in esame*

Condizione necessaria affinché questo studio sia corretto è imporre delle esatte condizioni di vincolo nel modello, ossia una simmetria all'interno e un incastro nella parte posteriore del mozzo (quella intera).

Nella figura seguente sono indicati i vincoli adottati.

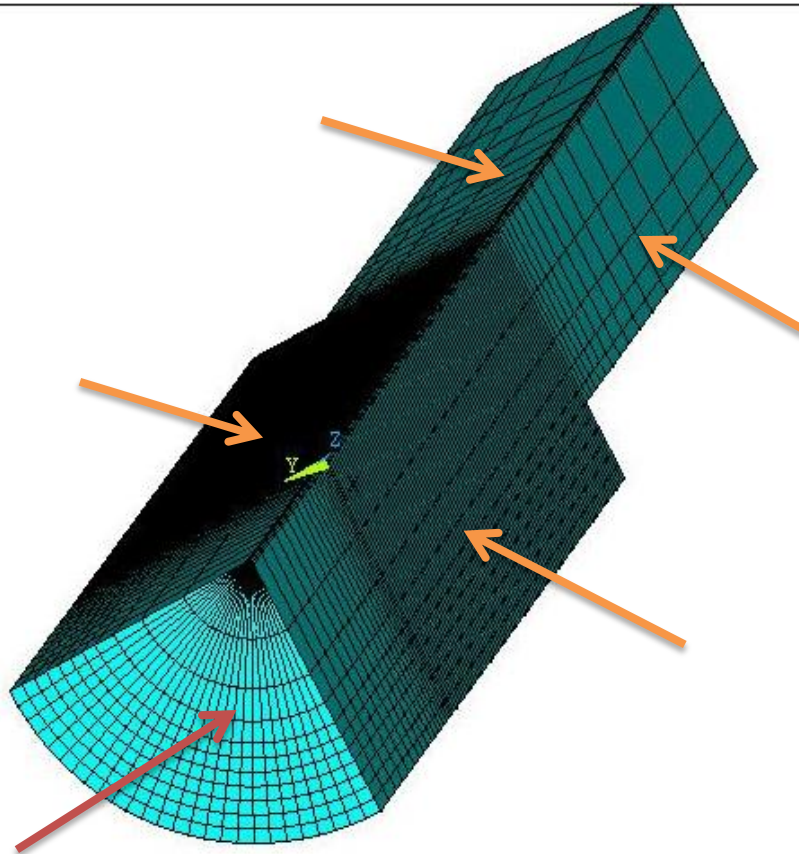


Figura 7.1.2: Vista dei vincoli assunti; in rosso gli incastri, in arancione le simmetrie

### 7.1.2 ALTRI MODELLI

In seguito si implementano altri modelli partendo da quello di riferimento: in questa prima parte di analisi vengono studiati 5 modelli in tutto.

I Modelli 2 e 3 sono rispettivamente un ingrandimento (+10%) e un restringimento (-10%) del modello principale, i Modelli 4 e 5, invece, mantengono costante la dimensione esterna del mozzo (100 mm), mentre variano le dimensioni dell'albero accoppiato: rispettivamente le dimensioni sono di 80 mm e 60 mm.

Nella tabella seguente sono riportati i valori assunti per ogni singolo modello, oltre ai valori FTOLN e STOLN utilizzati nell'algoritmo risolutivo

dell'accoppiamento, il quale rimane *Augmented Lagrangian* come indicato nell'articolo di riferimento.

<b>Modello</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>Diametro albero [mm]</b>	70	77	63	80	60
<b>Diametro mozzo [mm]</b>	100	110	90	100	100
<b>Rapporto Da/Dm</b>	0,7	0,7	0,7	0,8	0,6
<b>Lunghezza albero [mm]</b>	700	770	630	700	700
<b>Lunghezza mozzo [mm]</b>	500	550	450	500	500
<b>Interferenza [mm]</b>	0,1	0,11	0,09	0,1	0,1
<b>Lunghezza di accoppiamento [mm]</b>	350	385	315	350	350
<b>FTOLN</b>	0,0005	0,00055	0,00045	0,0005	0,0005
<b>STOLN</b>	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
<b>Numero di nodi</b>	164.467	231.056	220.210	237.276	235.270

## 7.2 GUSCI SPESSI: RICHIAMI TEORICI

Prima di proseguire con l'analisi dei risultati è bene richiamare i concetti riguardanti i gusci in pressione, nel caso in esame quelli spessi.

Si prende un recipiente cilindrico a parete spessa, dotato di fondi di estremità e soggetto ad una pressione interna: tramite queste ipotesi è possibile schematizzare i modelli in esame.

La direzione longitudinale coincide con l'asse del recipiente: le tensioni parallele a questo asse prendono il nome di tensioni longitudinali.

Prendendo una sezione trasversale, invece, sono presenti due componenti di tensione: una radiale ( $\sigma_r$ ) ed una tangenziale ( $\sigma_\theta$ ); in presenza di geometria e carichi assialsimmetrici è possibile affermare che le tensioni valutate nel sistema di riferimento polare sono tensioni principali.

In figura è riportata una sezione trasversale con le tensioni principali e la pressione agente.

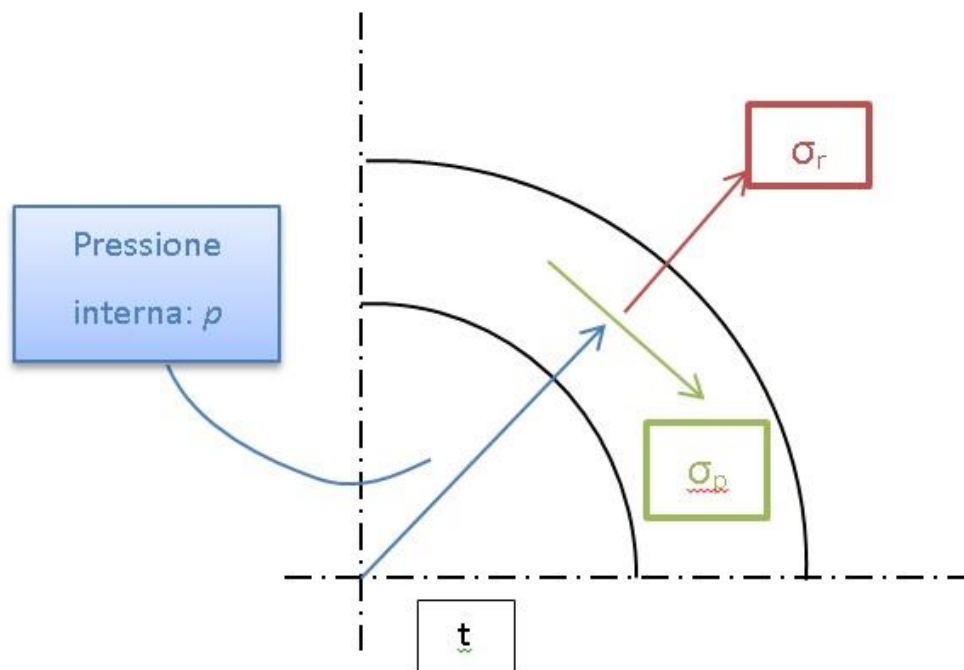


Figura 7.2.1: Rappresentazione delle tensioni presenti in una sezione piana del guscio

Si utilizza un raggio normalizzato  $\rho$  rispetto al raggio esterno ( $\rho = r_i/r_e$ ): è così possibile dare la posizione del generico punto P rispetto all'origine del sistema di riferimento.

E' dimostrabile che le espressioni generali delle due tensioni presenti nella sezione trasversale siano del tipo:

$$\begin{cases} \sigma_p = A + \frac{B}{\rho} \\ \sigma_r = A - \frac{B}{\rho} \end{cases}$$

A e B indicano delle costanti che dipendono dalle condizioni al contorno.

Si passa ora ad analizzare il caso di recipiente cilindrico soggetto ad una pressione interna  $p_i$  che equivale alla condizione studiata.

In corrispondenza del raggio interno la tensione radiale vale  $-p$ : si tratta di una pressione negativa in quanto di compressione, mentre nel raggio esterno tale pressione è nulla.

Le relazioni precedenti assumono pertanto la seguente forma:

$$\begin{cases} -p = A + \frac{B}{r_i^2} * r_e^2 \quad (r = r_i) \\ 0 = A - B \quad (r = r_e) \end{cases}$$

Dal sistema si ricava il valore delle costanti A e B da introdurre nelle relazioni generali: queste si rendono necessarie per il calcolo della risultante delle tensioni meridiane presenti nelle membrane.

Le tensioni presenti nella generica sezione trasversale risultano quindi essere:

$$\begin{cases} \sigma_p = p_i * \frac{r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} * \left[ 1 + \frac{r_e^2}{r^2} \right] \\ \sigma_r = p_i * \frac{r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} * \left[ 1 - \frac{r_e^2}{r^2} \right] \end{cases}$$

La derivata prima delle due tensioni risulta essere sempre negativa per la tensione periferica e sempre positiva per quella radiale. Le derivate seconde, che permettono di individuare la concavità o la convessità delle funzioni, sono di segno opposto.

In corrispondenza del raggio interno si ha che il valore massimo della tensione periferica e di quella tangenziale è pari a:

$$\begin{cases} \sigma_{p,max} = p_i * \frac{r_i^2 + r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \\ \sigma_{r,max} = -p_i \end{cases}$$

L'andamento delle tensioni attraverso la parete del recipiente è riportato nella figura successiva.

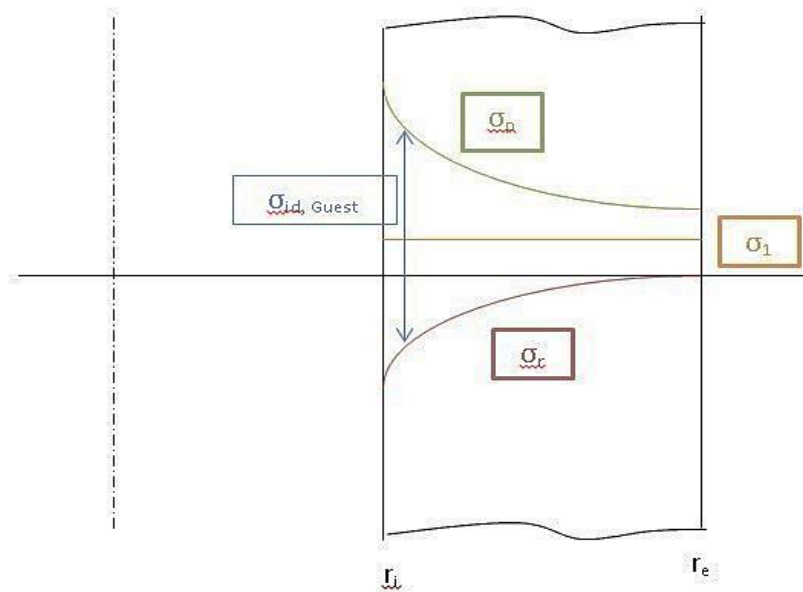


Figura 7.2.2: Andamento delle pressioni nello spessore del guscio

Si può osservare l'indipendenza dal raggio della somma delle due componenti tensionali.

E' possibile inoltre verificare che la semisomma delle tensioni meridiana e tangenziale è pari alla tensione longitudinale.

Facendo l'equilibrio alla traslazione in direzione longitudinale si ricava la seguente tensione longitudinale  $\sigma_l$ ; questa tensione non è altro che la spinta sui fondi equilibrata dalle tensioni longitudinali applicate sulla corona circolare.

La relazione seguente da il valore della prima tensione principale:

$$\sigma_1 = p_i * \frac{r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} = \frac{\sigma_p + \sigma_r}{2}$$

Le tre tensioni principali sono quindi legate tra loro tramite quest'ultima relazione.

Utilizzando il *Criterio di Guest* (o della  $\tau$  massima) la tensione longitudinale non entra in gioco dal momento che è intermedia tra la tensione massima principale  $\sigma_p$  e la tensione principale minima  $\sigma_r$ .

La tensione ideale di Guest si trova in corrispondenza del raggio interno dove è massima la differenza tra le componenti radiale e tangenziale: in particolare il valore assunto è pari a:

$$\sigma_{id,Guest} = p_i * \frac{r_i^2 + r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + p_i = \frac{2 * p_i * r_i^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

Questo criterio risulta più cautelativo di quello di von-Mises. Diverse normative internazionali indicano quindi nel criterio di Guest la linea guida per eseguire la verifica dei recipienti in pressione.

Nel caso si scegliesse di utilizzare il *Criterio di von-Mises* si avrebbe ancora che la situazione più critica è in corrispondenza del raggio interno. In particolare, rispetto a Guest, la tensione ideale massima è circa il 13% inferiore:

$$\sigma_{id,v-M} = \sigma_{id,Guest} * \frac{\sqrt{3}}{2} = \sqrt{3} * \frac{p_i * r_i^2}{r_e^2 - r_i^2}$$

La relazione qui riportata si ricava partendo dall'espressione della tensione ideale in funzione delle tre tensioni principali: sostituendo alla tensione longitudinale la  $\sigma_1$  trovata in precedenza si ricava la tensione ideale di von-Mises.

Per il calcolo della pressione interna bisogna tenere conto che nel momento in cui si considera una pressione indotta a causa di due cilindri accoppiati dello stesso materiale (il caso oggetto dello studio), la pressione interna è funzione del valore dell'interferenza presente tra i due cilindri.

Per calcolare questa pressione si utilizza la seguente espressione:

$$p_i = \frac{E * \delta}{b} \left[ \frac{(c^2 - b^2)(b^2 - a^2)}{2 * b^2 * (c^2 - a^2)} \right]$$



I parametri presenti in codesta formulazione rappresentano:

- E: modulo di Young
- $\delta$ : interferenza radiale tra i due cilindri
- a: raggio interno del cilindro interno
- b: raggio esterno del cilindro interno e raggio interno del cilindro esterno
- c: raggio esterno del cilindro esterno

Si assume che  $\delta$  è molto piccolo se comparato al valore di  $b$ : non è presente quindi tensione assiale. Si ha così che:

$$\delta = b_{interno} - b_{esterno}$$

Si può notare come questa piccola differenza sia trascurata nell'equazione.

### **7.3 PATH UTILIZZATI**

Sono stati presi in considerazione 4 Path su cui sono state valutate le tensioni per lo studio teorico.

Questi Path sono di particolare interesse in quanto posti lungo l'accoppiamento; i Path sono così localizzati:

- Mezzeria dell'accoppiamento, dall'asse dell'albero fino alla superficie esterna del mozzo (1)
- Bordo esterno dell'accoppiamento, dall'asse dell'albero fino alla superficie esterna del mozzo (2)
- Bordo interno dell'accoppiamento, dall'asse dell'albero fino alla superficie esterna del mozzo (3)
- Bordo interno dell'accoppiamento, longitudinalmente lungo una direzione di 50 mm verso l'esterno dell'accoppiamento (4)

Nella figura successiva è visualizzata la localizzazione dei Path utilizzati.

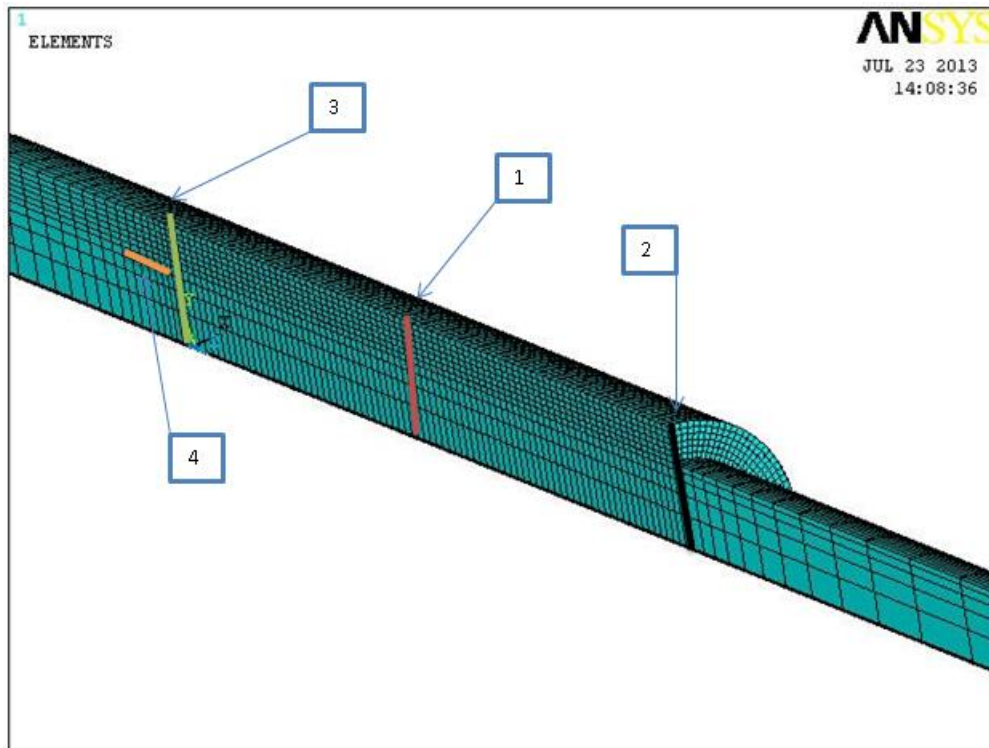


Figura 7.3.1: Localizzazione dei path utilizzati

In base alle precedenti considerazioni ci si aspetta lontano dai bordi (Path 1) un andamento delle tensioni che rispetti la teoria dei gusci spessi, in quanto non influenzate da eventuali effetti di bordo.

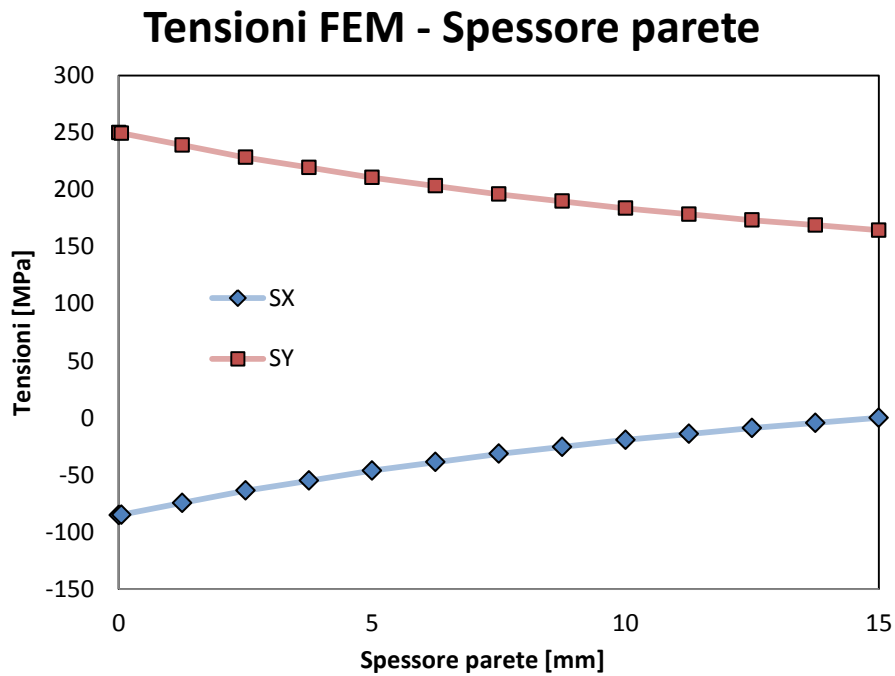
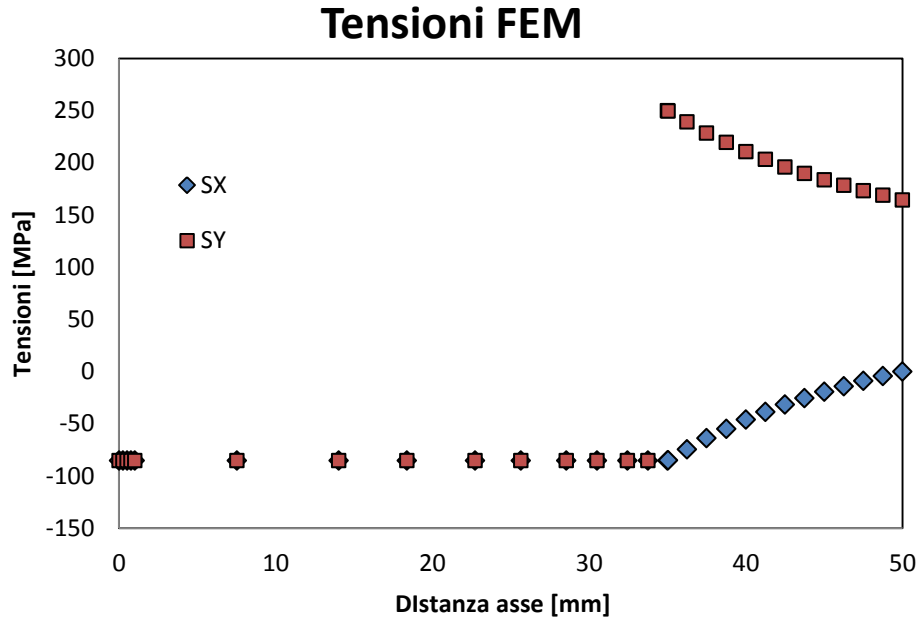
## 7.4 RISULTATI FEM

### 7.4.1 PATH 1 E RISULTATI TEORICI: CONFRONTO

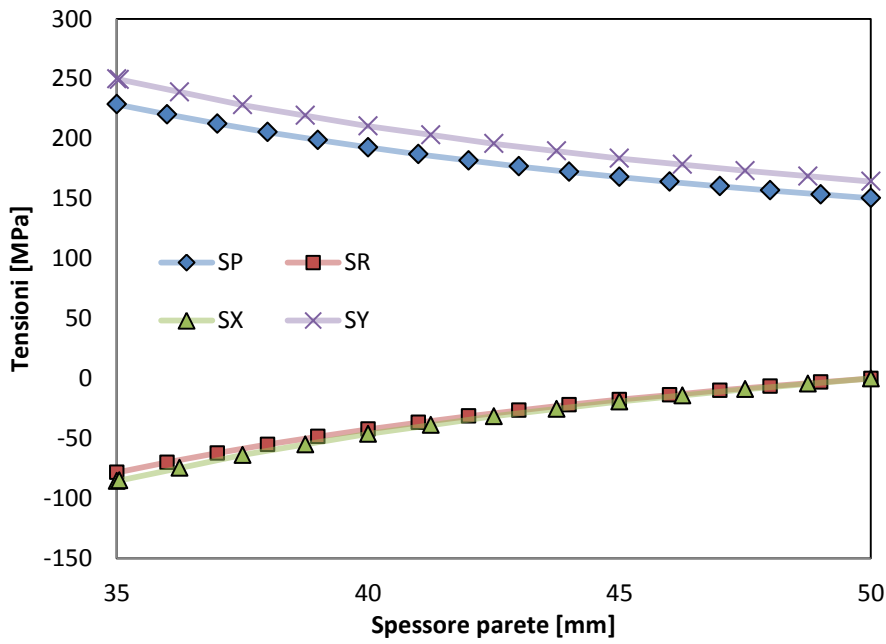
Per ognuno dei modelli analizzati viene effettuato un confronto tra i risultati FEM e i risultati analitici in modo da dimostrare la correttezza dei risultati e delle teorie adottate.

Nelle successive figure sono riportati su grafico i valori FEM per le tensioni radiali (SX) e tangenziali (SY), a cui viene affiancato il confronto dei risultati teorici ottenuti mediante le equazioni precedentemente viste ( $\sigma_r$  e  $\sigma_p$ ).

Modello 1

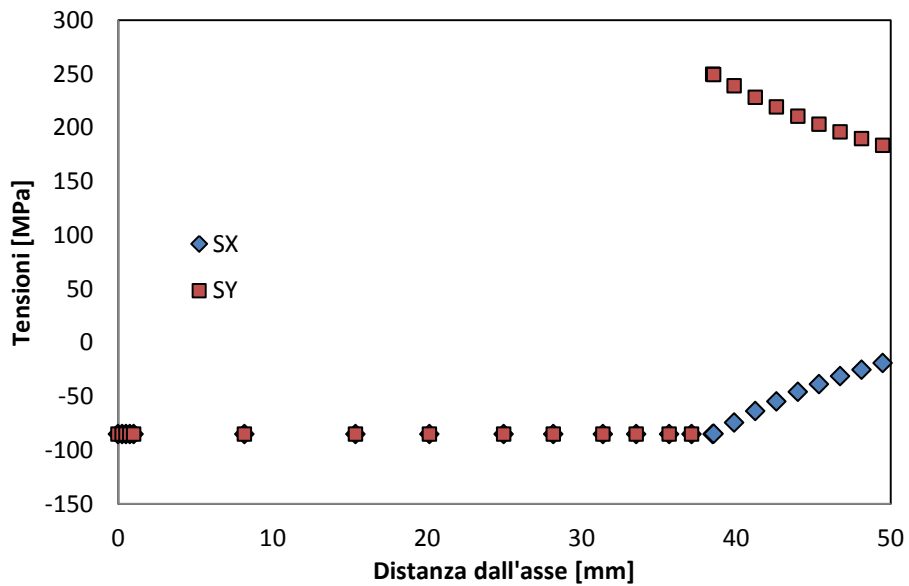


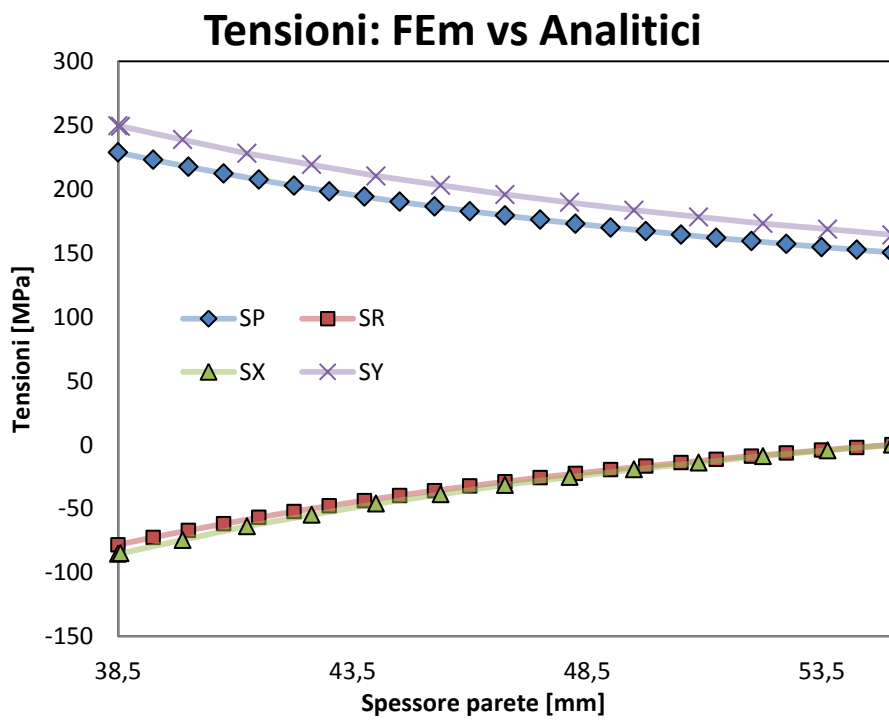
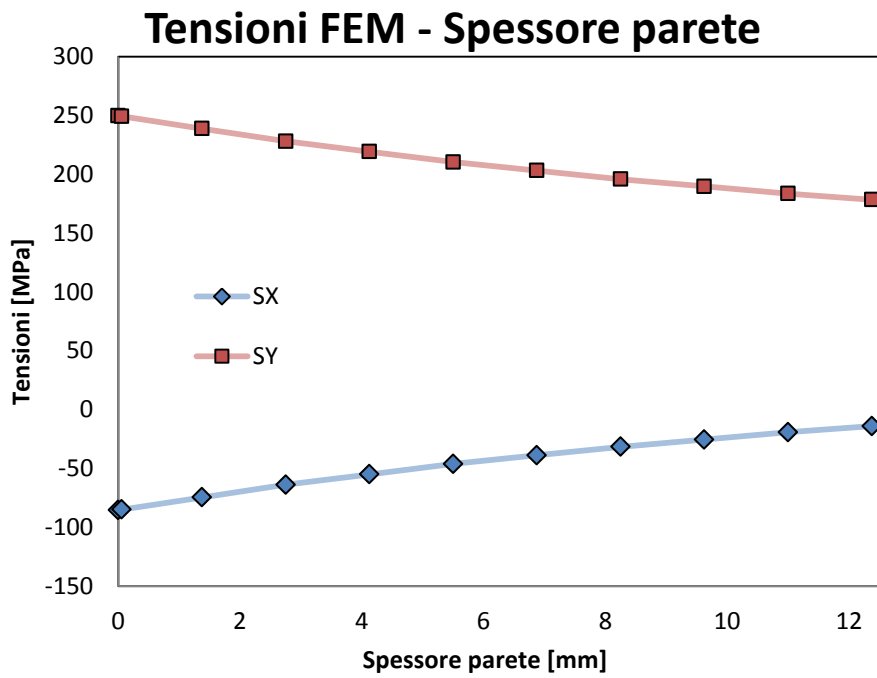
### Tensioni: FEM vs Analitici

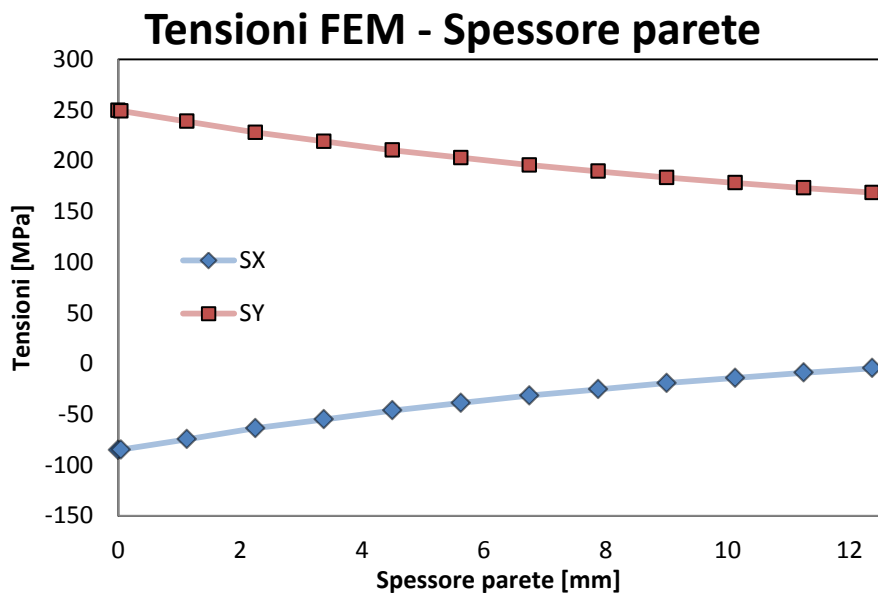
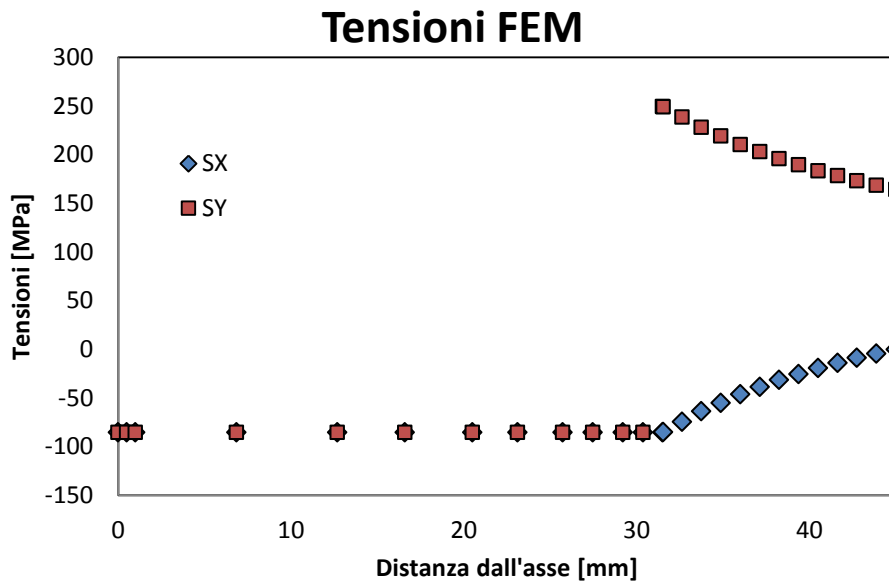


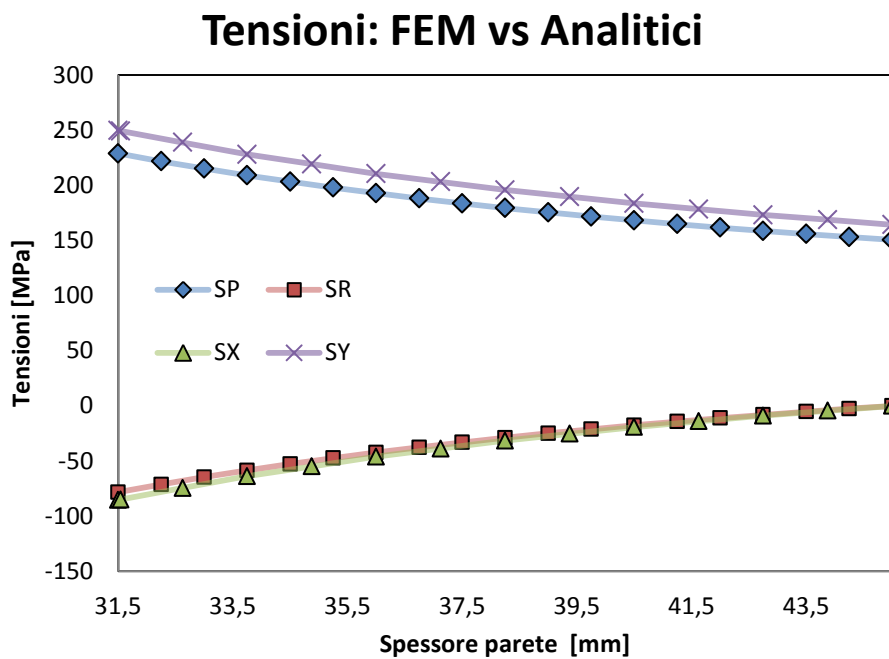
### Modello 2

### Tensioni FEM

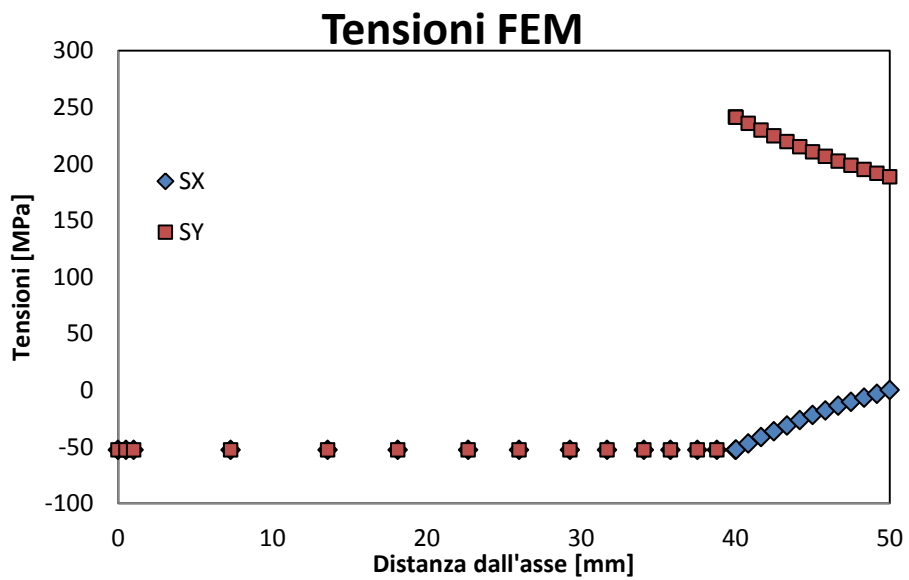




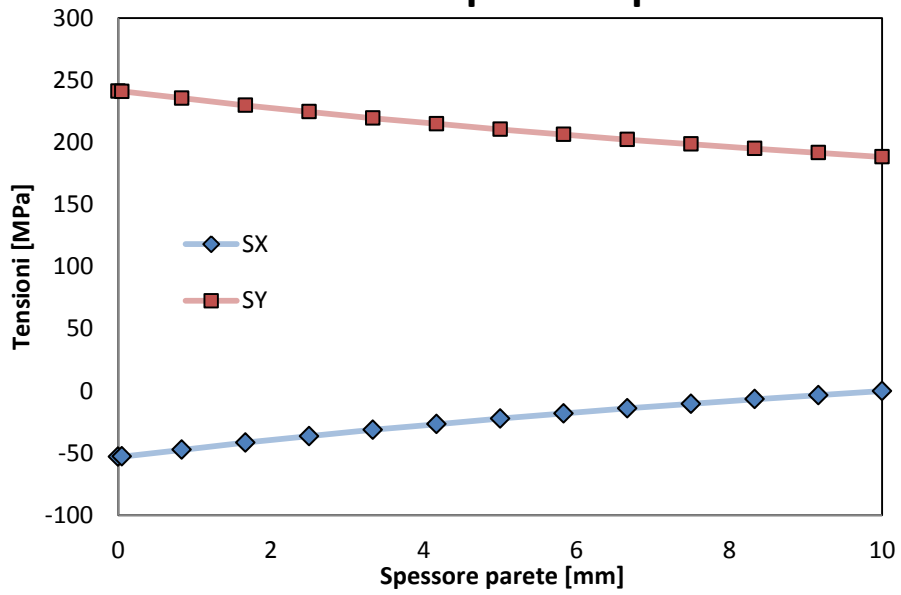




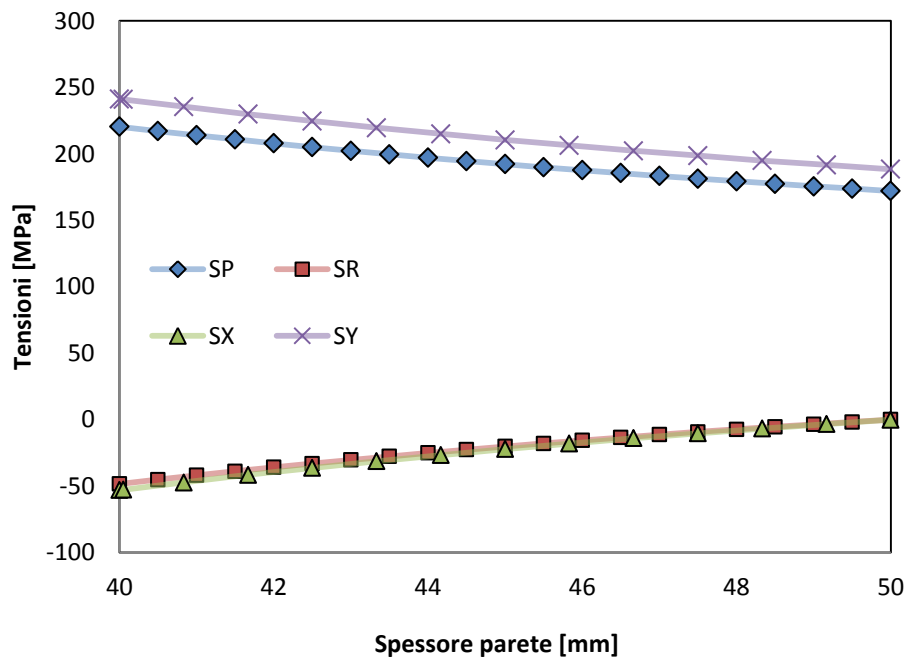
Modello 4



### Tensioni FEM - Spessore parete



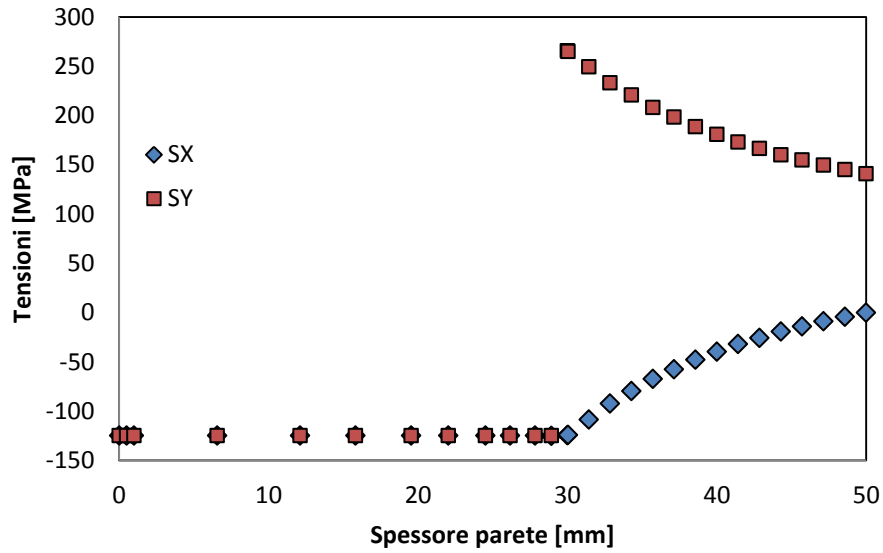
### Tensioni: FEM vs Analitici



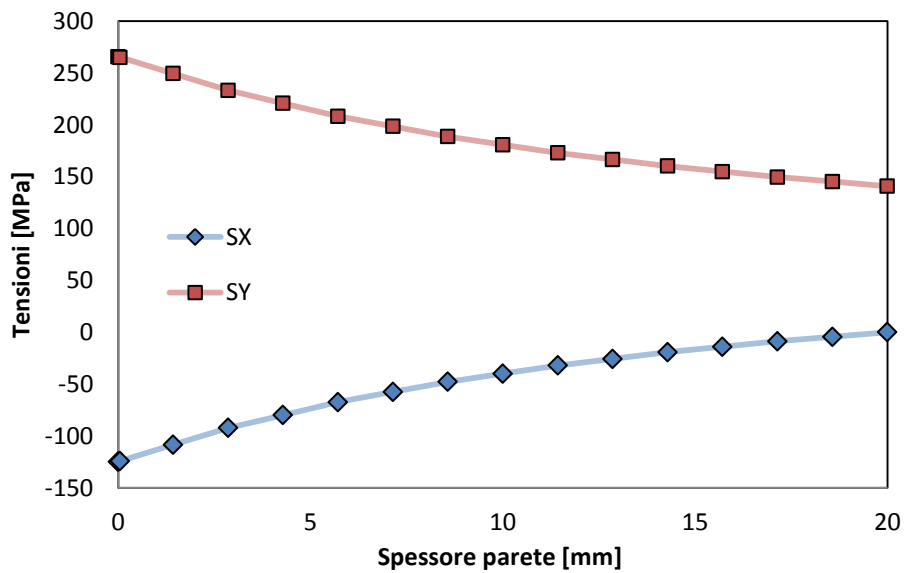


Modello 5

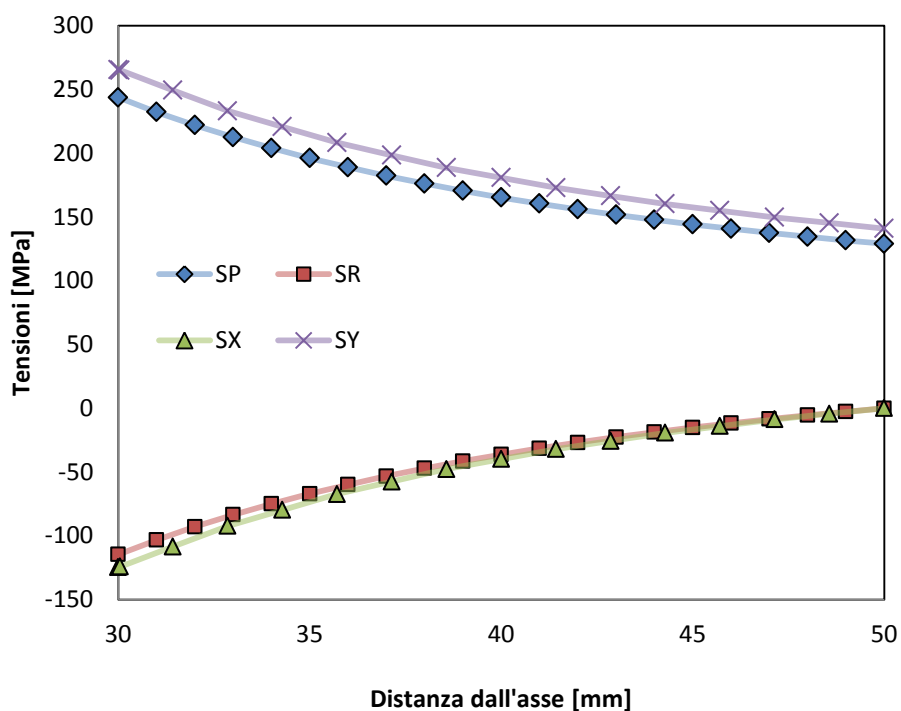
### Tensioni FEM



### Tensioni FEM - Spessore parete



## Tensioni: FEM vs Analitici



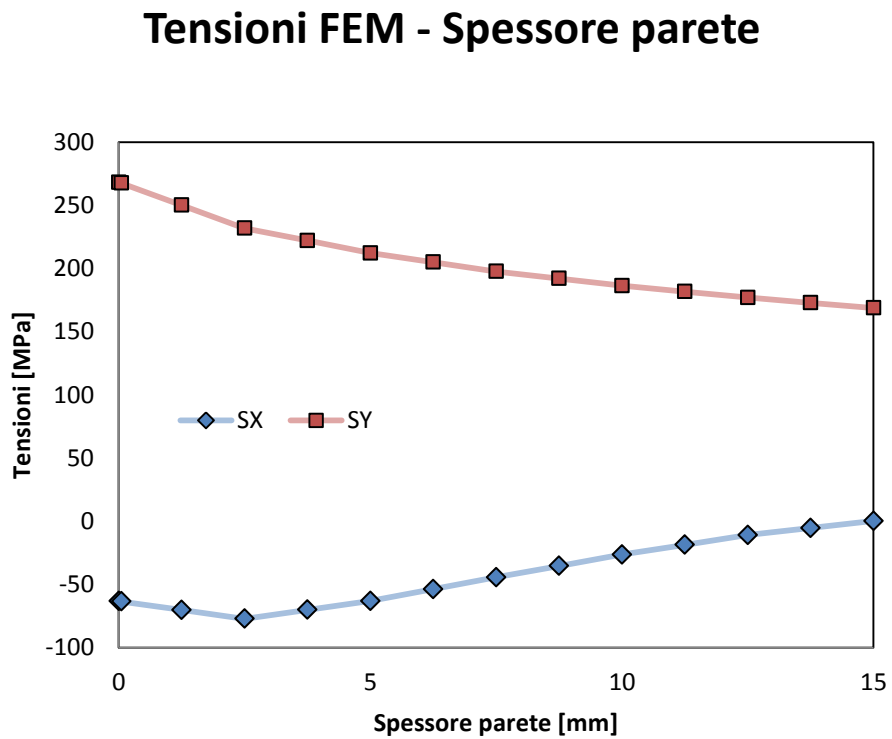
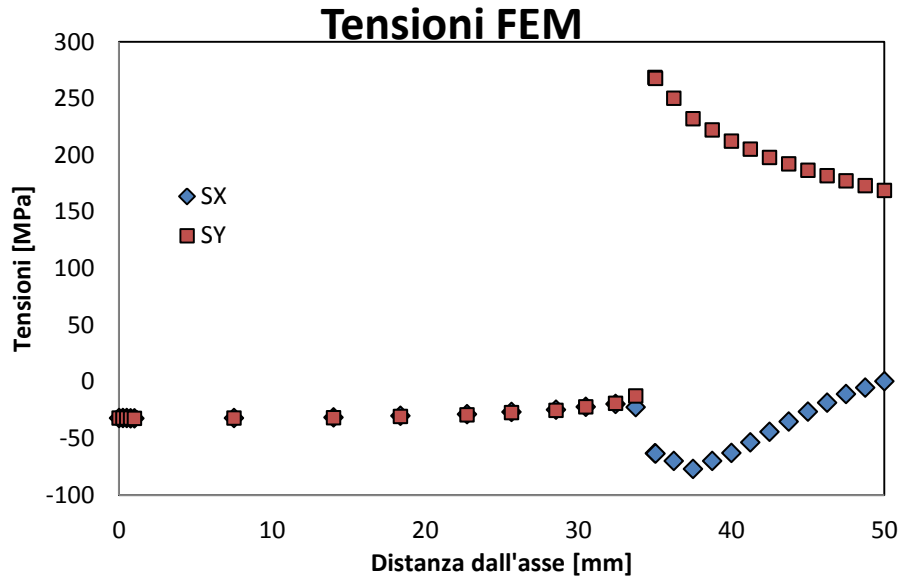
### Considerazioni sui risultati ottenuti

Dai risultati dei grafici è possibile affermare che in questo Path la teoria dei gusci spessi è rispettata.

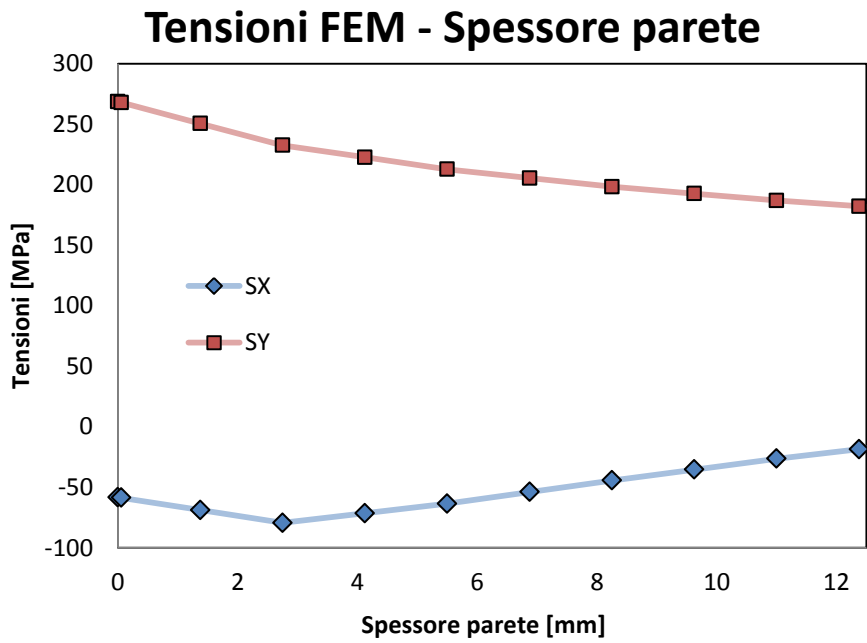
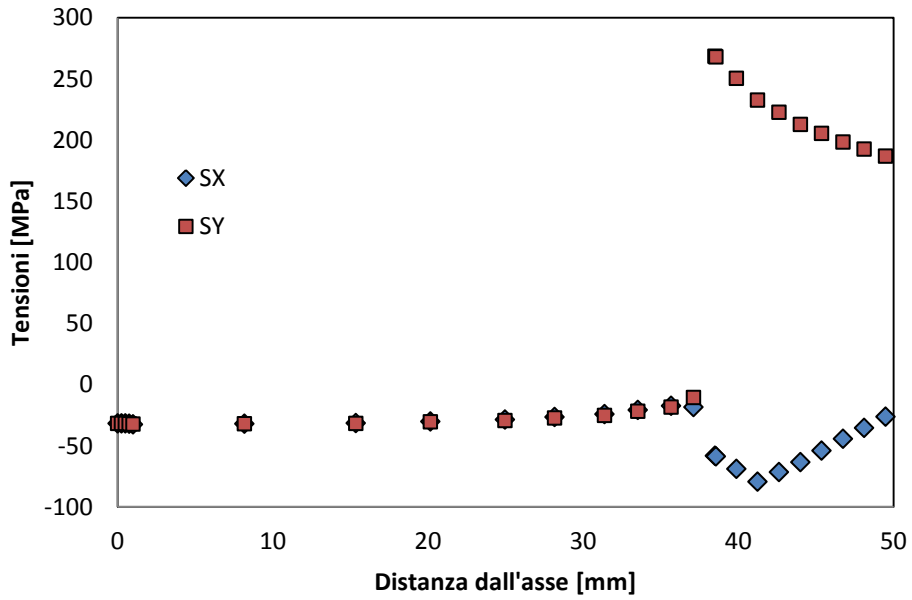
In particolare ciò si può dedurre dal confronto dei risultati teorici con quelli analitici. Per la tensione radiale i risultati combaciano, mentre per quella tangenziale i risultati teorici sono leggermente inferiori a quelli FEM.

## 7.4.2 PATH 2

### Modello 1

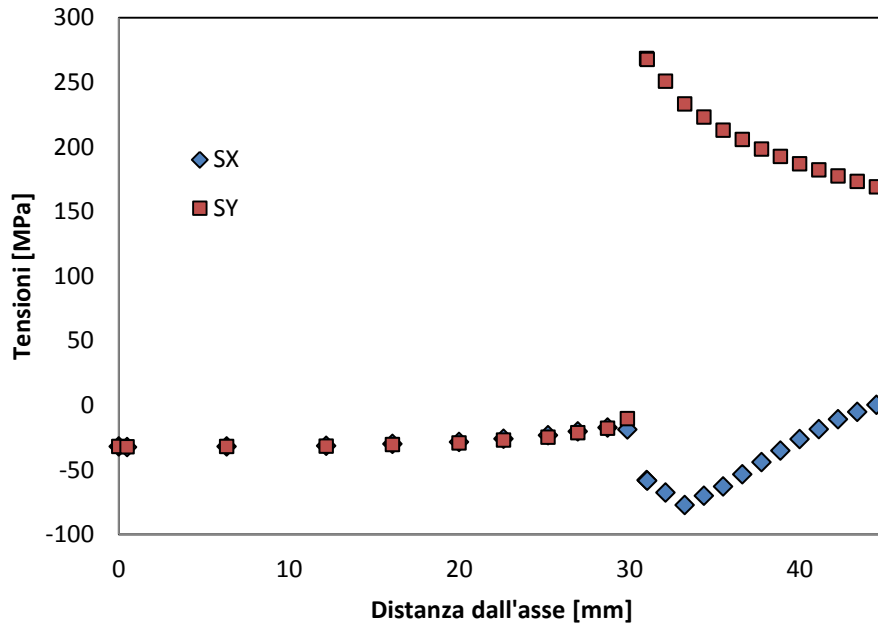


### Tensioni FEM

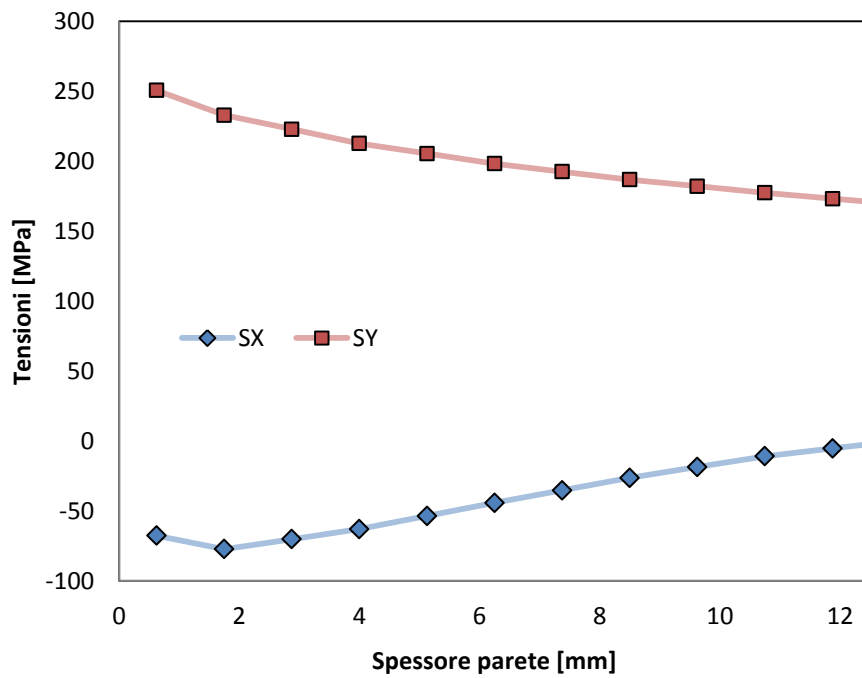


Modello 3

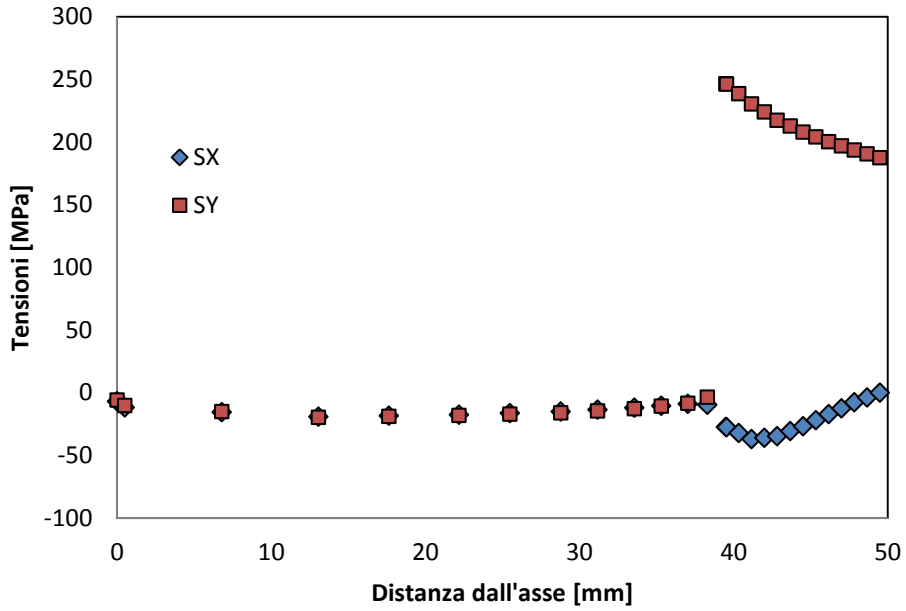
### Tensioni FEM



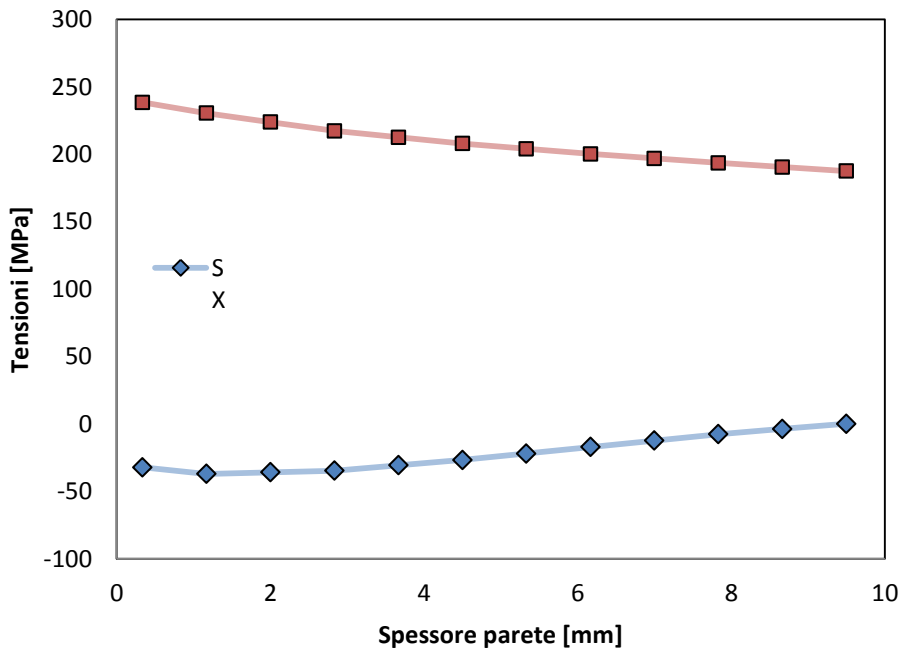
### Tensioni FEM - Spessore parete



### Tensioni FEM

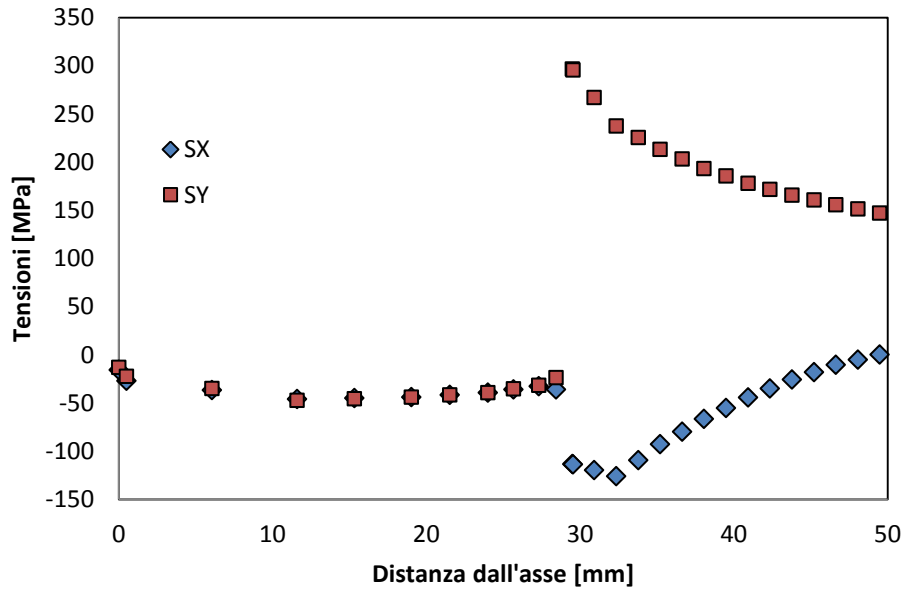


### Tensioni FEM - Spessore parete

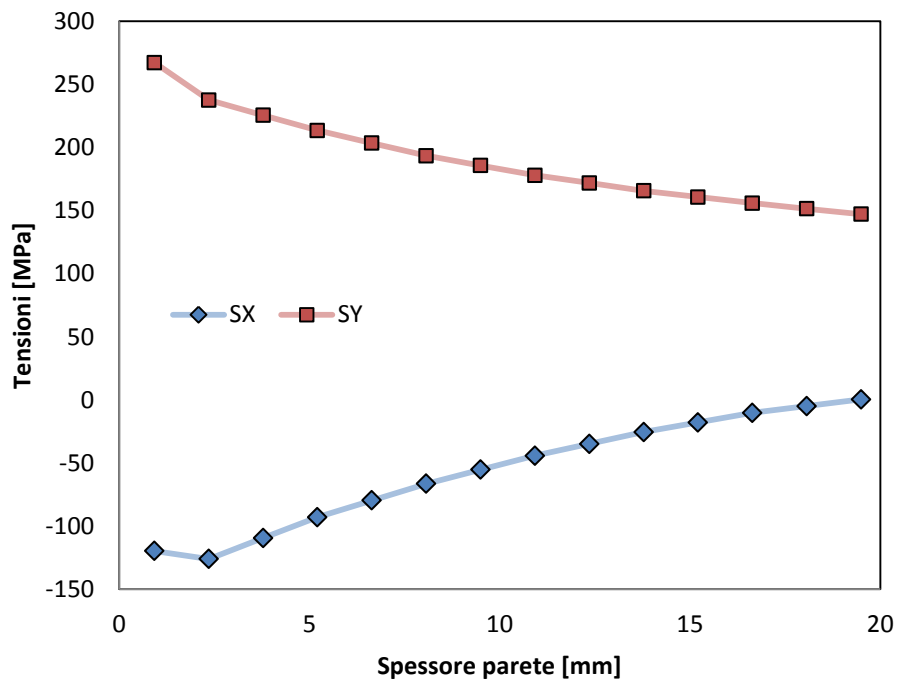


Modello 5

### Tensioni FEM



### Tensioni FEM - Spessore parete



### Considerazioni sui risultati trovati

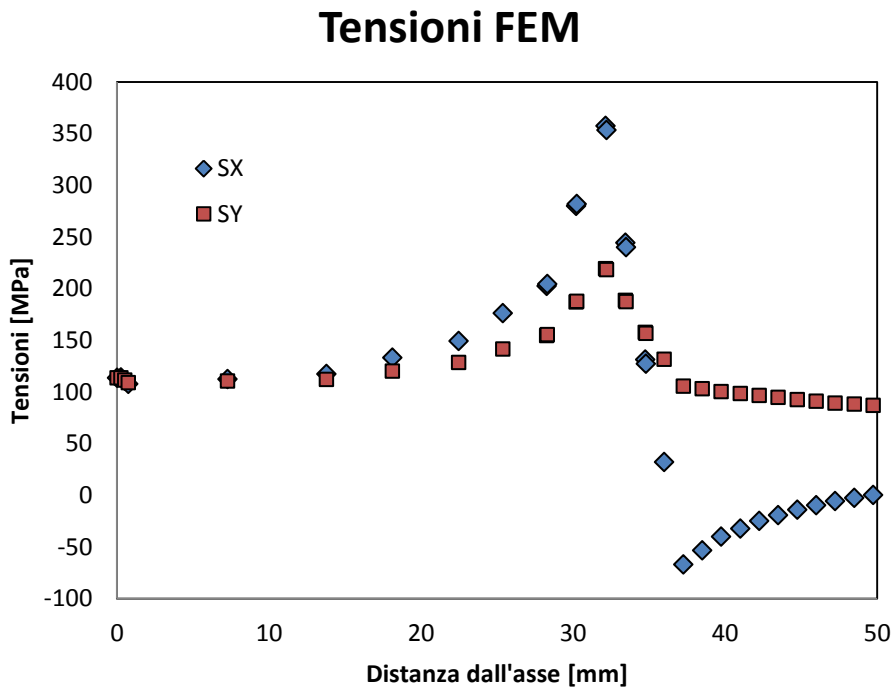
In questo secondo Path è possibile individuare l'uscita della teoria dei gusci spessi che sono presente invece in mezzeria.

E' presente un'alterazione dei risultati dovuta a dei disturbi e al fatto che le ipotesi precedenti entrano in crisi nei bordi.

In particolare l'andamento della tensione di compressione interna dell'albero non è lineare come accade lontano dai bordi: evidente è l'andamento della tensione radiale ( $\sigma_r$ ) lungo lo spessore del mozzo che, dopo un iniziale incremento, torna a seguire un andamento crescente verso il bordo esterno fino ad annullarsi che è tipico dei gusci spessi.

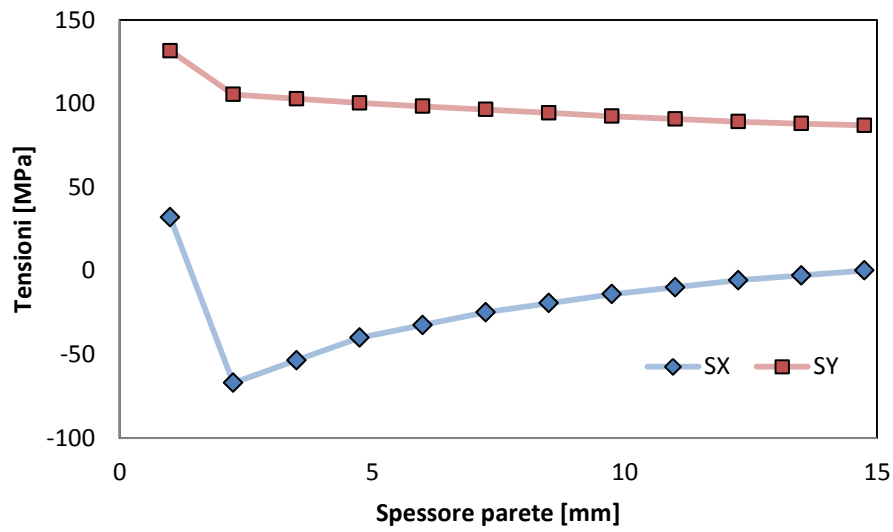
### 7.4.3 PATH 3

#### Modello 1



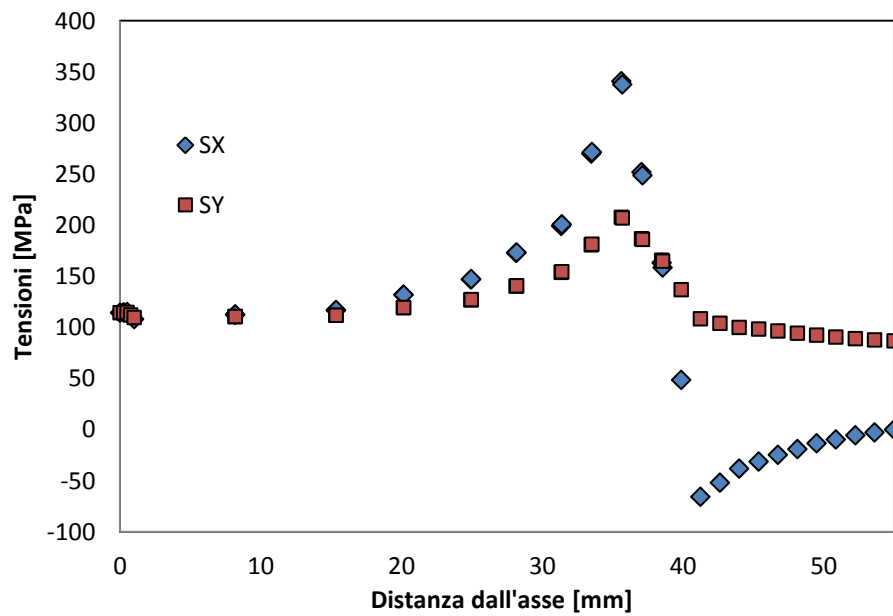


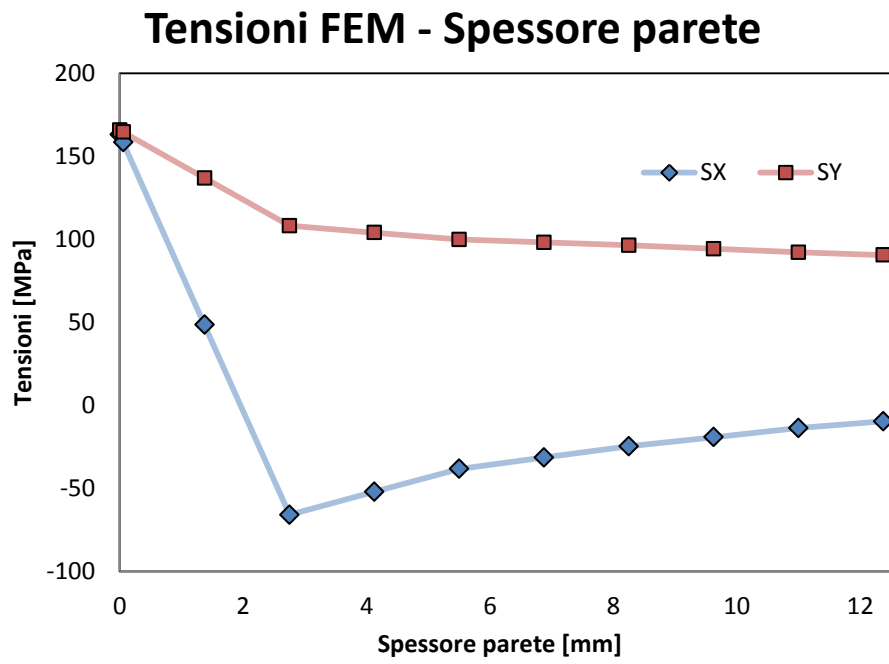
### Tensioni FEM - Spessore parete



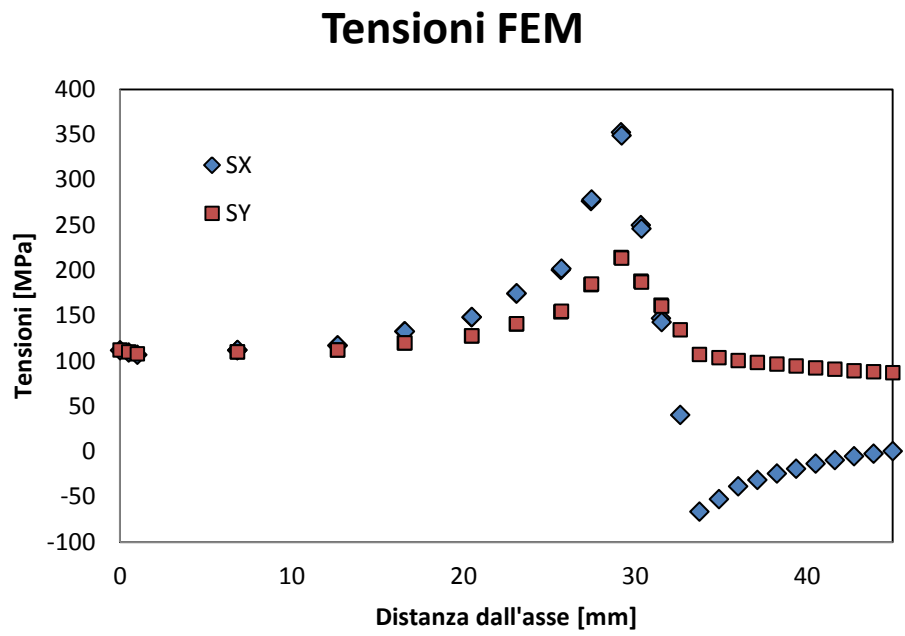
### Modello 2

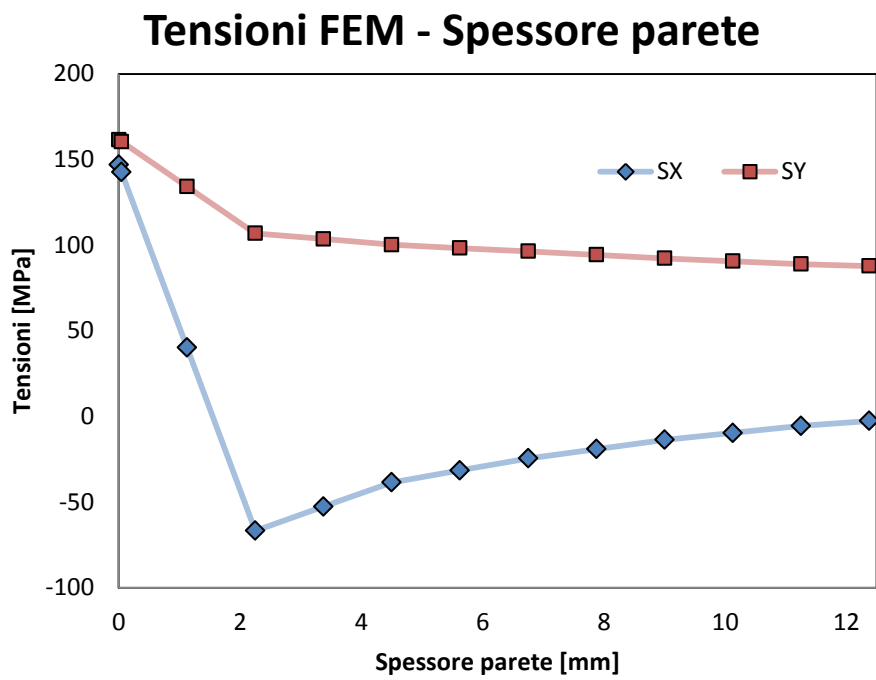
### Tensioni FEM



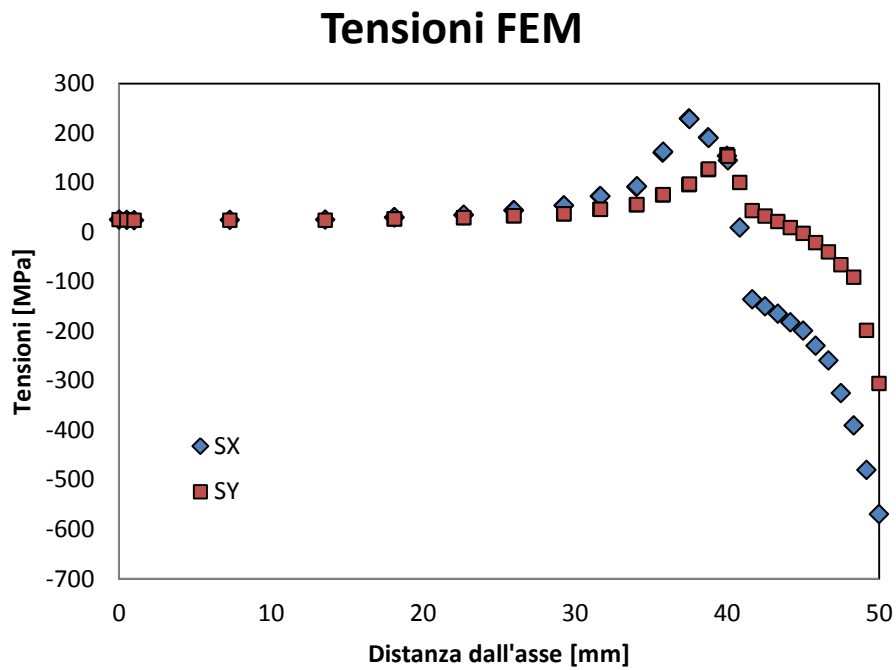


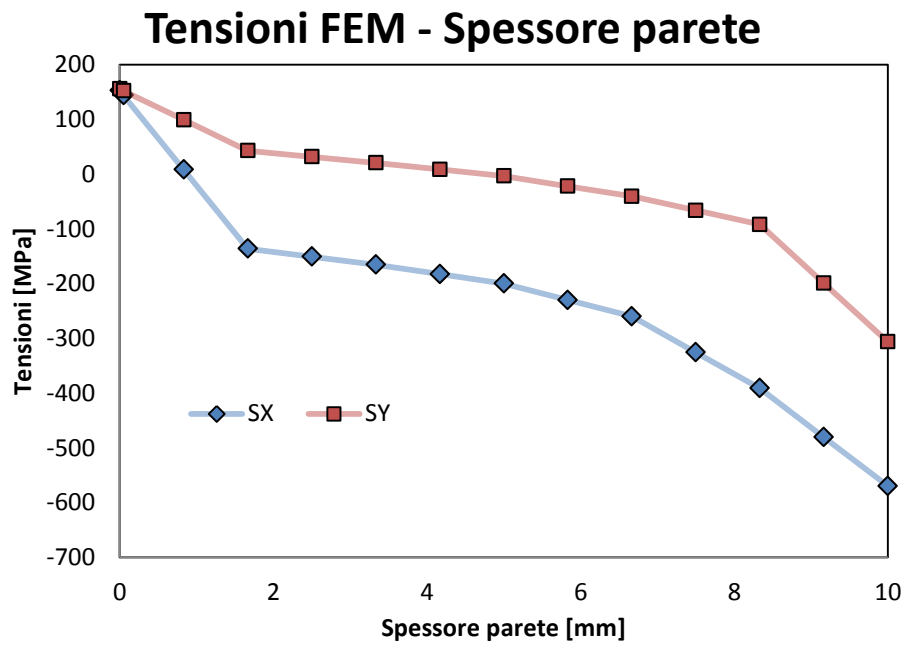
Modello 3



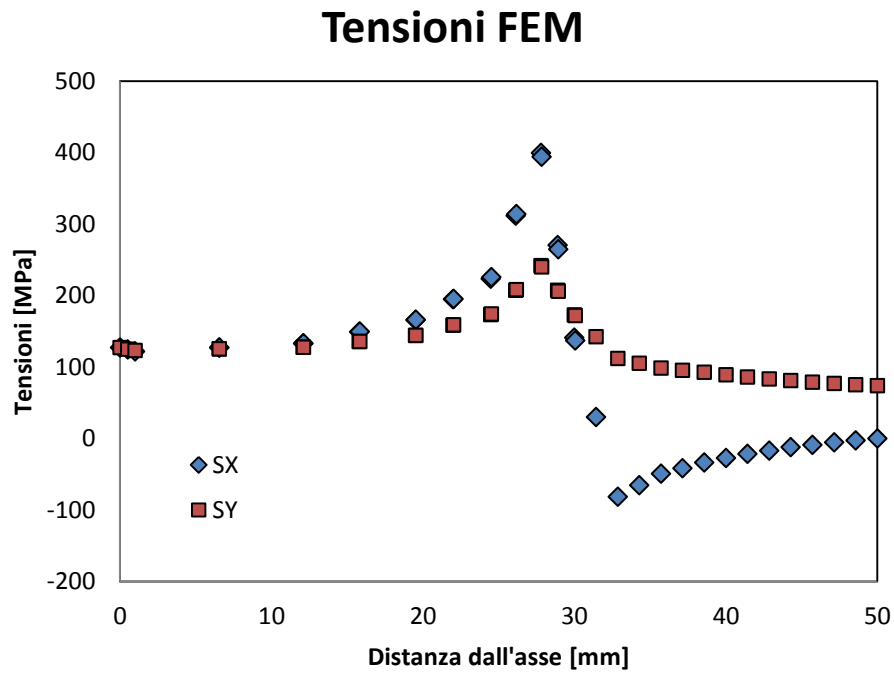


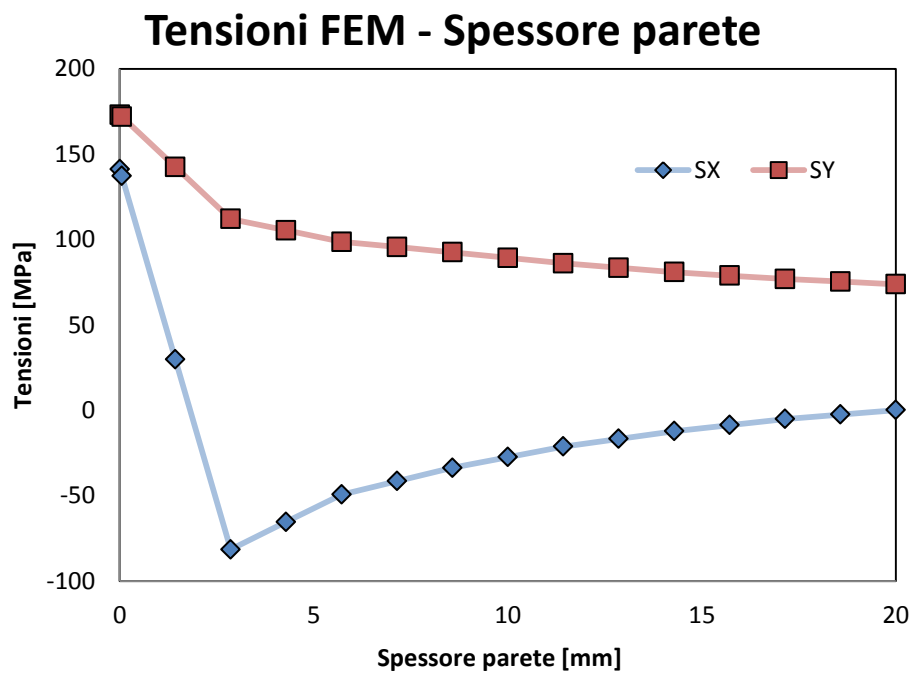
Modello 4





Modello 5





#### Considerazioni sui risultati ottenuti

A differenza dei Path precedenti, in questo sono più marcati gli effetti di bordo che sorgono alla fine dell'accoppiamento.

L'andamento tensionale tipico dei gusci spessi è rispettato solamente verso la fine dello spessore del mozzo. All'interno dell'albero è presente invece un andamento variabile delle tensioni che non segue le relazioni precedentemente espresse.

E' evidente come in questo caso il Modello 4 avente uno spessore del mozzo inferiore, abbia un andamento completamente diverso in entrambi i casi.

## 7.5 EFFETTI DI BORDO: RISULTATI FEM

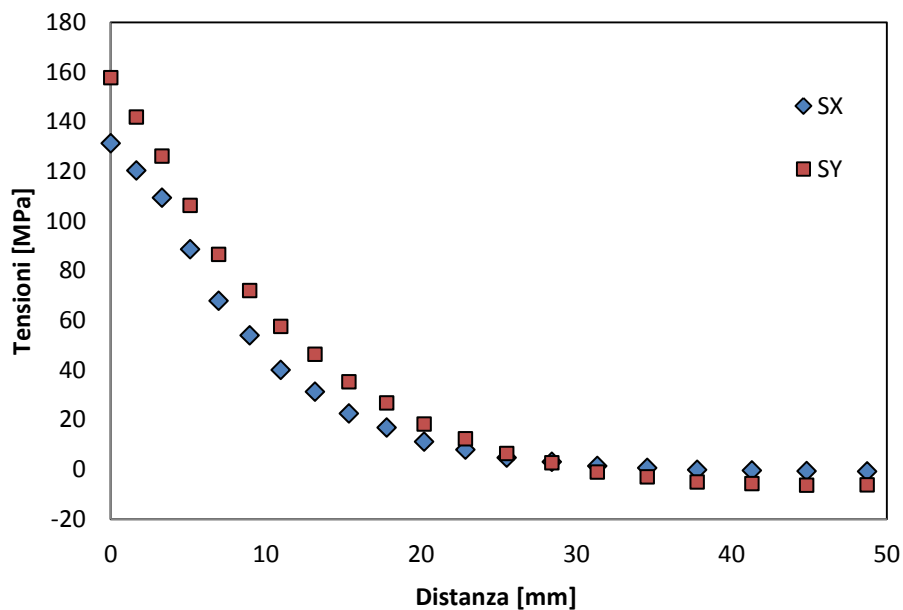
Dopo aver verificato l'andamento delle tensioni e l'aderenza dei risultati FEM con i risultati teorici dei gusci spessi, si passa all'analisi degli effetti di bordo presenti al termine dell'accoppiamento interferente, all'interno del pezzo.

In questo Path si analizza l'andamento delle tensioni principali ai bordi, cercando una eventuale relazione tra i modelli in esame.

### 7.5.1 PATH 4

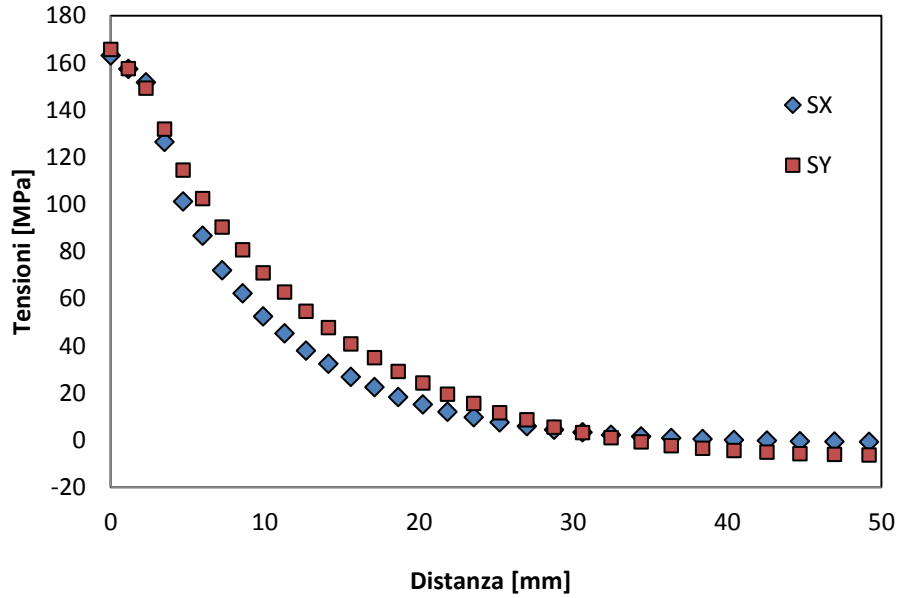
#### Modello 1

### Tensioni FEM - Effetti di bordo



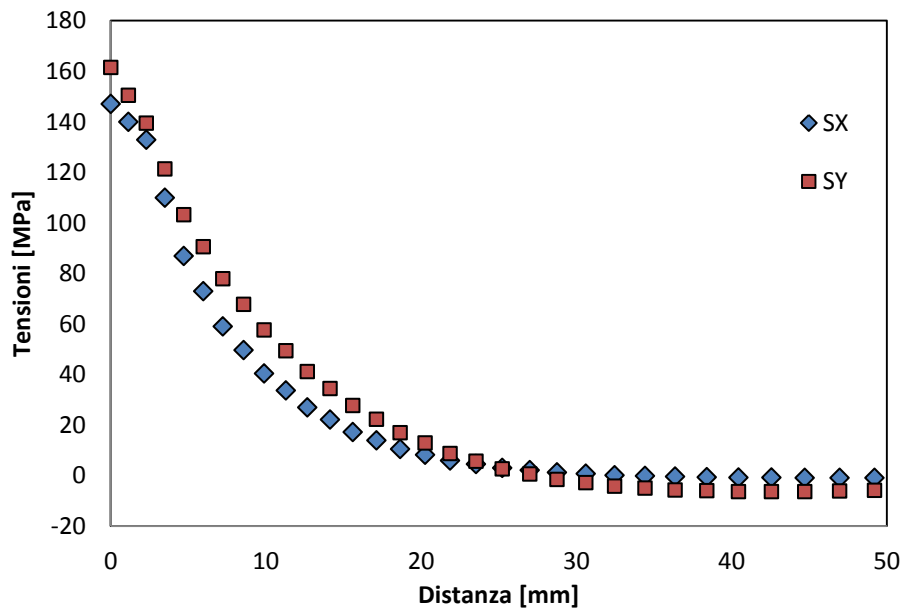
Modello 2

### Tensioni FEM - Effetti di bordo



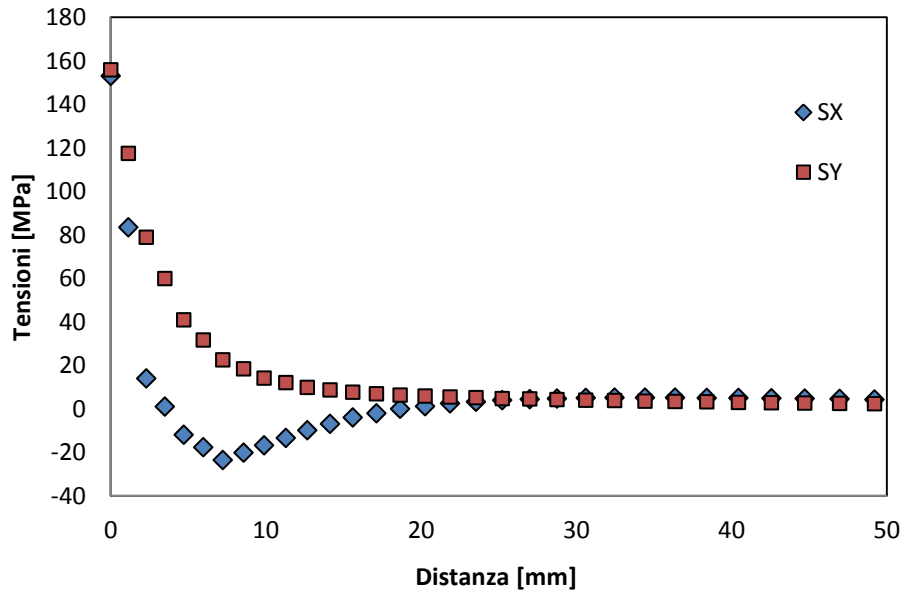
Modello 3

### Tensioni FEM - Effetti di bordo



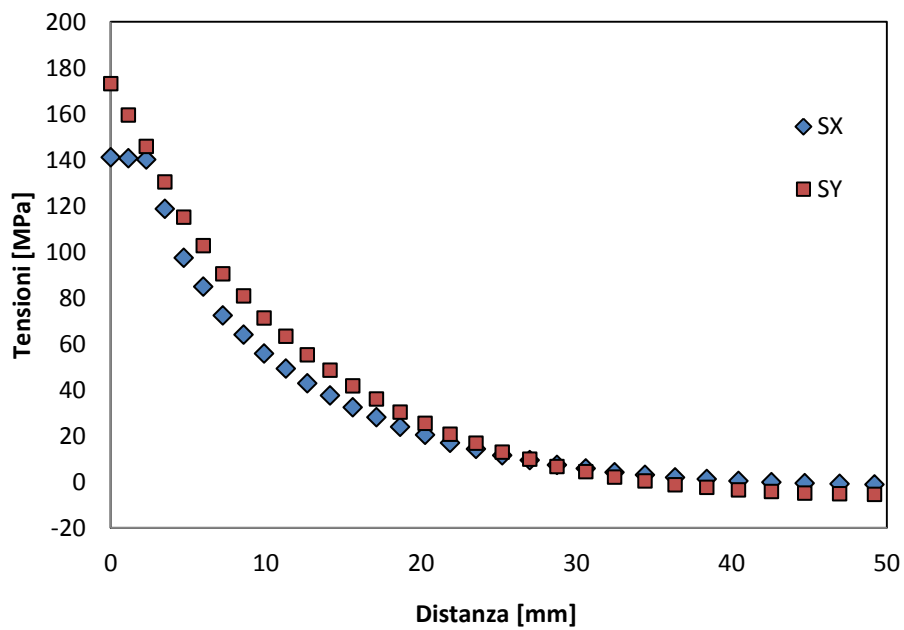
Modello 4

### Tensioni FEM - Effetti di bordo



Modello 5

### Tensioni FEM - Effetti di bordo





*Considerazioni sui risultati trovati*

In ogni modello si ha un decremento delle tensioni fino ad un loro annullamento ad una distanza pari a circa 50 mm.

Come già successo nei Path 2 e 3, il Modello 4 ha un andamento diverso per quanto riguarda il decremento delle tensioni: in SX è presente una decrescita con un minimo e un flesso, non costante come gli altri casi.

### ***7.5.2 CONFRONTO ADIMENSIONALE TRA I MODELLI***

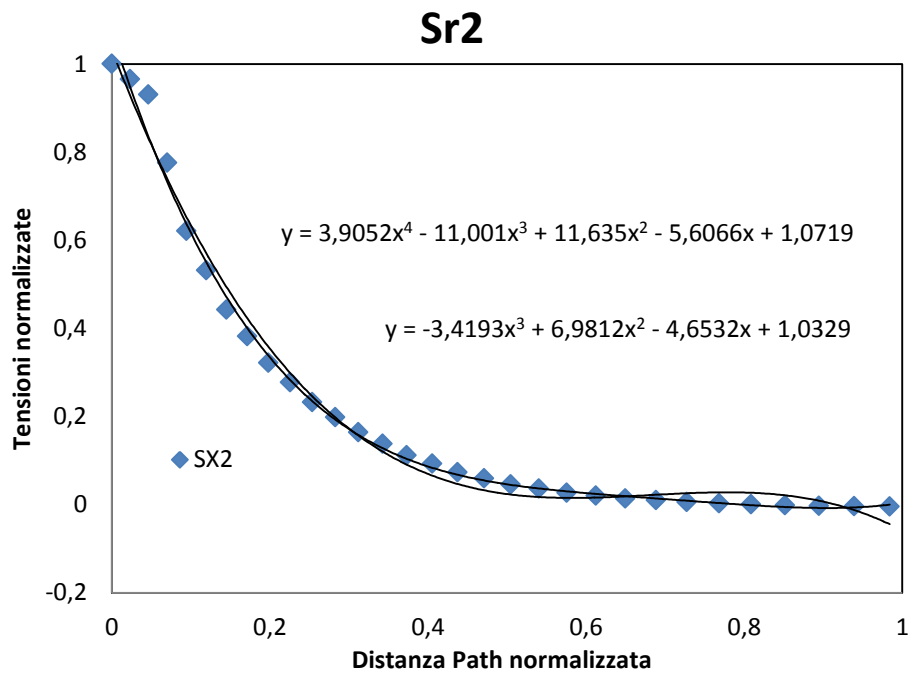
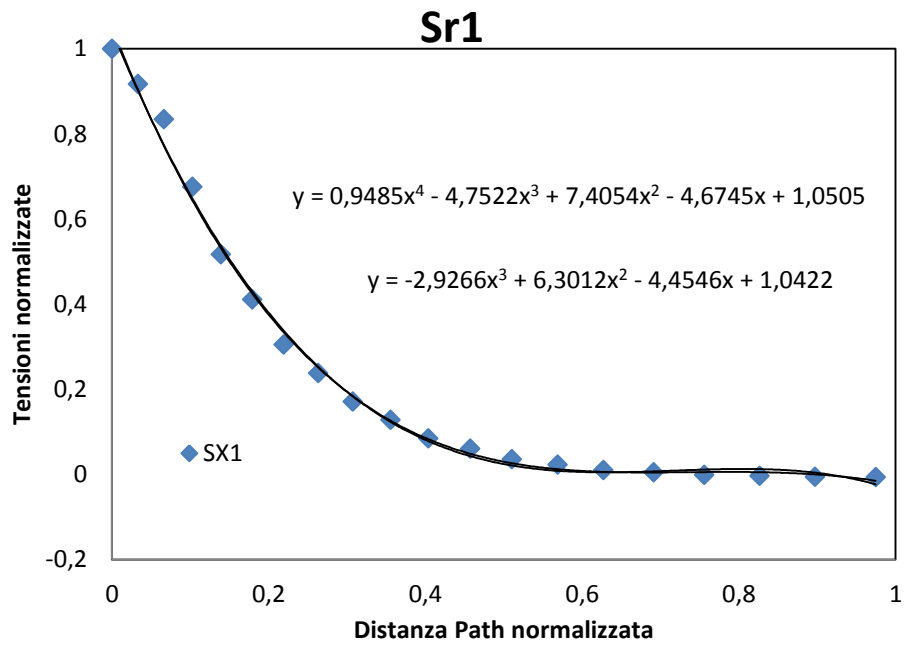
Dopo aver individuato un andamento decrescente delle tensioni nei vari modelli, per ottimizzare il confronto si utilizza un paragone di tipo adimensionale: si utilizza un rapporto adimensionale sia con le tensioni riferite al picco massimo, sia con le distanze riferite alla distanza totale del Path.

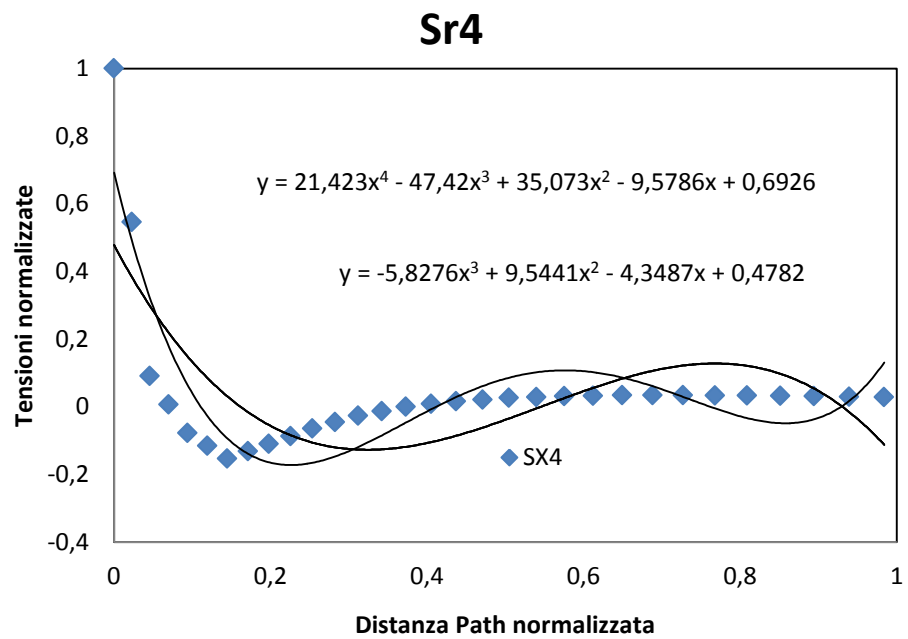
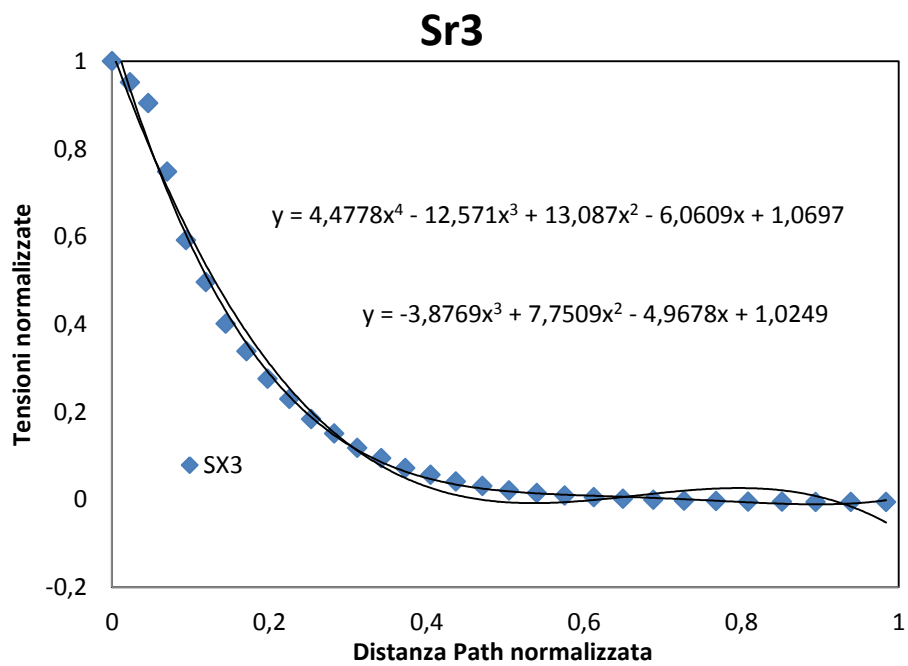
In questo modo è possibile confrontare i risultati dei vari modelli. Il confronto è fatto sia per SX ( $\sigma_r$ ) sia per SY ( $\sigma_p$ ).

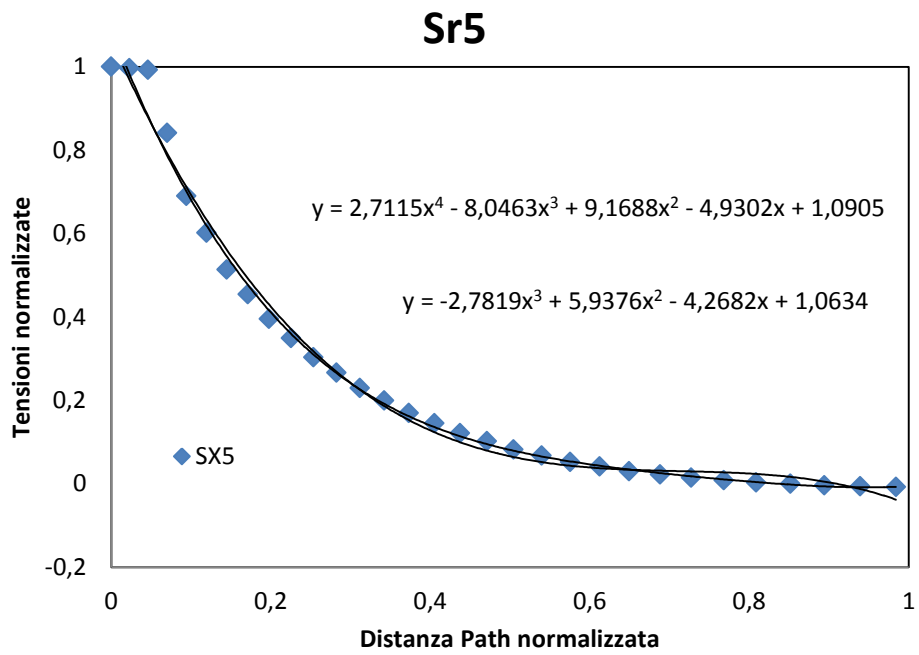
Successivamente, per ogni andamento tensionale, vengono associate due polinomiali di grado diverso per interpolare i dati: una di grado 3 ed una di grado 4.

Nei grafici seguenti sono presentati i risultati e le espressioni delle varie polinomiali modello per modello.

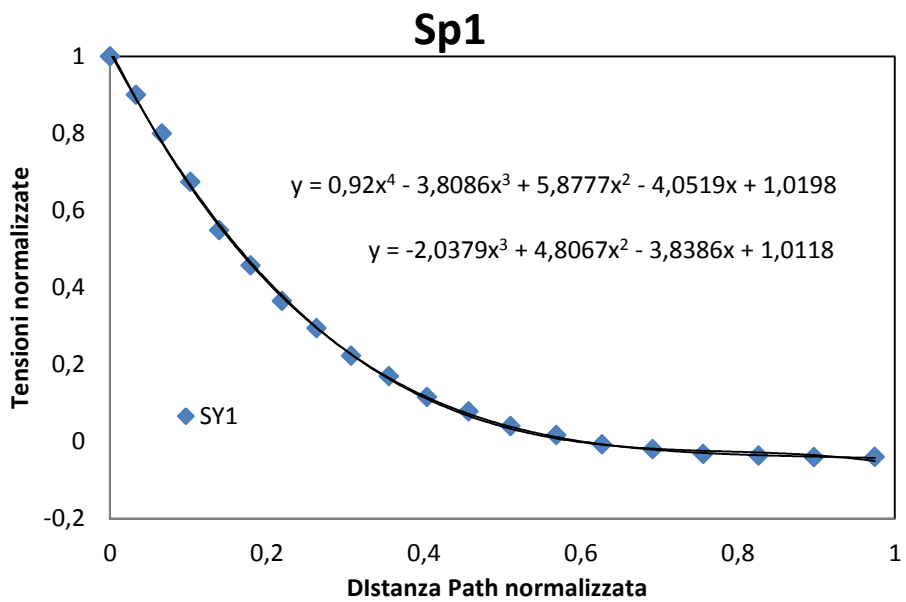
Tensione radiale - SX

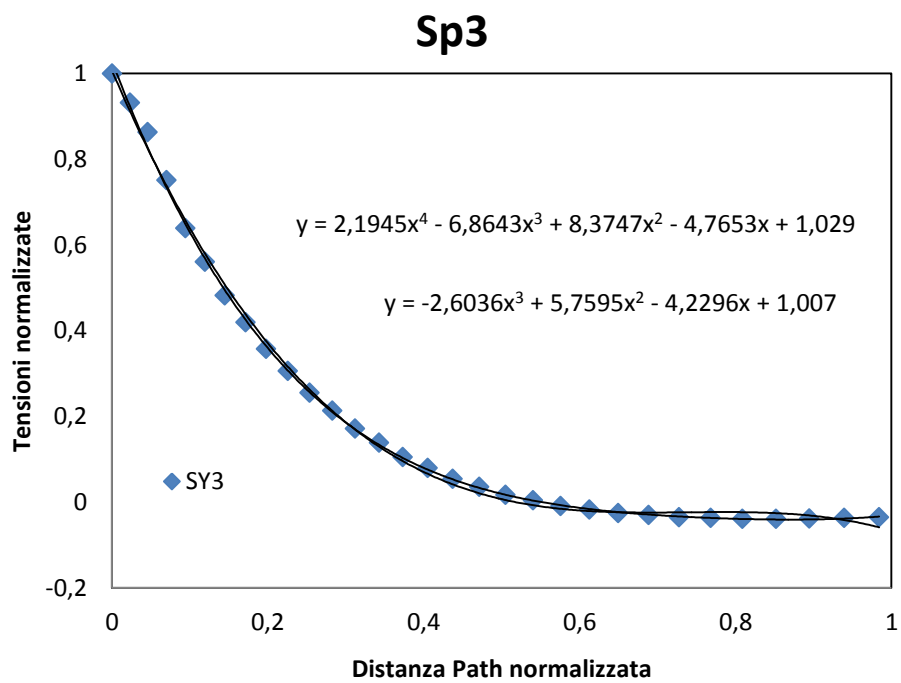
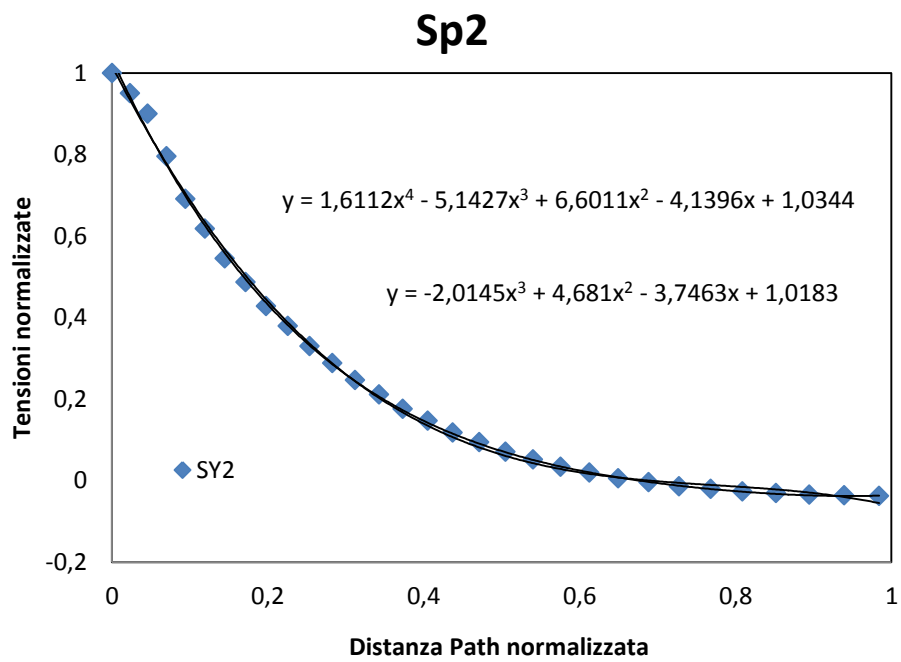


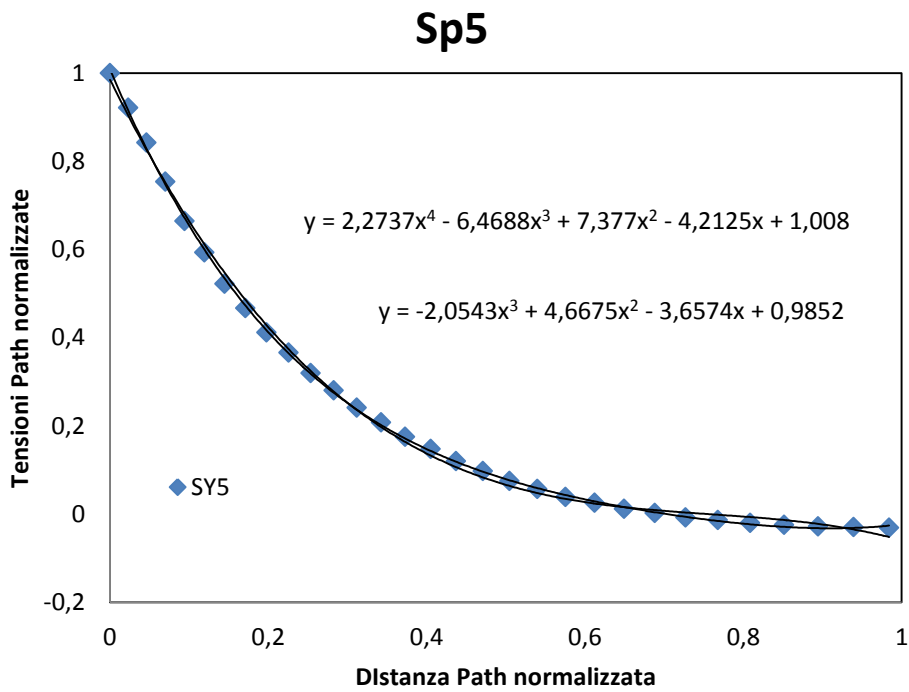
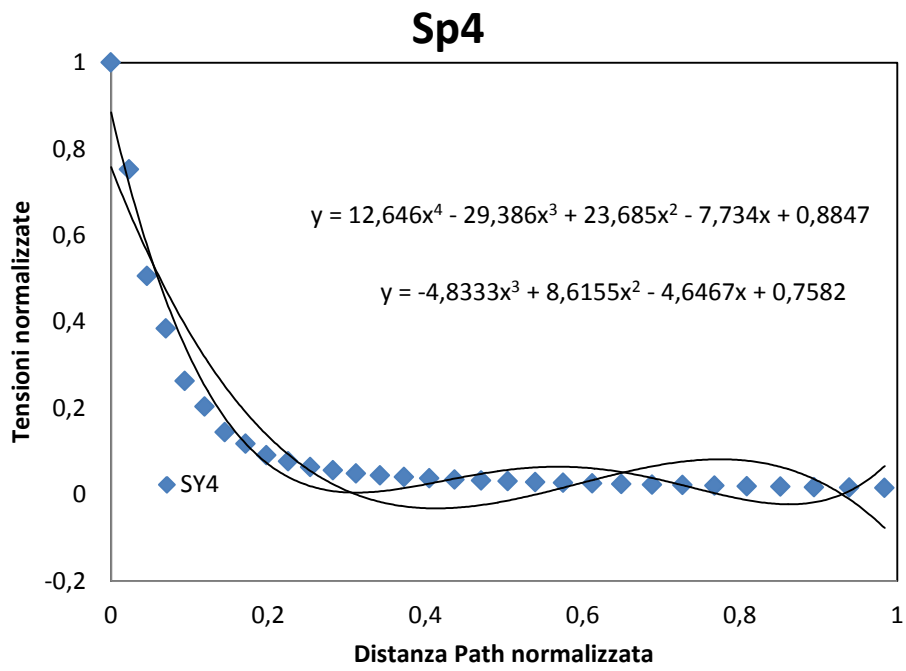




Tensione longitudinale - SY







Confronto dei risultati

Di seguito si riportano i coefficienti delle varie polinomiali trovate sia per SX ( $\sigma_r$ ) sia per SY ( $\sigma_p$ ).

**poli 4 SY**

<i>grado</i>	<i>4</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	0,92	-3,8086	5,8777	-4,0519	1,0189
<i>m2</i>	1,6112	-5,1427	6,6011	-4,1396	1,0344
<i>m3</i>	2,1945	-6,8643	8,3747	-4,7653	1,029
<i>m4</i>	12,646	-29,386	23,685	-7,734	0,8847
<i>m5</i>	2,2737	-6,4688	7,377	-4,2125	1,008

**poli 3 SY**

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	-2,0379	4,8067	-3,8386	1,0118
<i>m2</i>	-2,0145	4,681	-3,7463	1,0183
<i>m3</i>	-2,6036	5,7595	-4,2296	1,007
<i>m4</i>	-4,8333	8,6155	-4,6467	0,7582
<i>m5</i>	-2,0543	4,6675	-3,6574	0,9852

**poli 4 SX**

<i>grado</i>	<i>4</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	0,9485	-4,7522	7,4054	-4,6745	1,0505
<i>m2</i>	3,9052	-11,001	11,635	-5,6066	1,0719
<i>m3</i>	4,778	-12,571	13,087	-6,0609	1,0697
<i>m4</i>	21,423	-47,42	35,073	-9,5786	0,6926
<i>m5</i>	2,7115	-8,0463	9,1488	-4,9302	1,0905

**poli 3 SX**

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	-2,9266	6,3012	-4,4546	1,0422
<i>m2</i>	-3,4193	6,9812	-4,6532	1,0329
<i>m3</i>	-3,8769	7,7509	-4,9678	1,0249
<i>m4</i>	-5,8276	9,5441	-4,3487	0,4782
<i>m5</i>	-2,7819	5,9376	-4,2682	1,0634

Dalle precedenti tabelle si sceglie di prendere a riferimento il polinomio di grado 3 per entrambe le tensioni principali: i coefficienti infatti risultano racchiusi in un range più ristretto rispetto agli stessi del polinomio di grado 4.

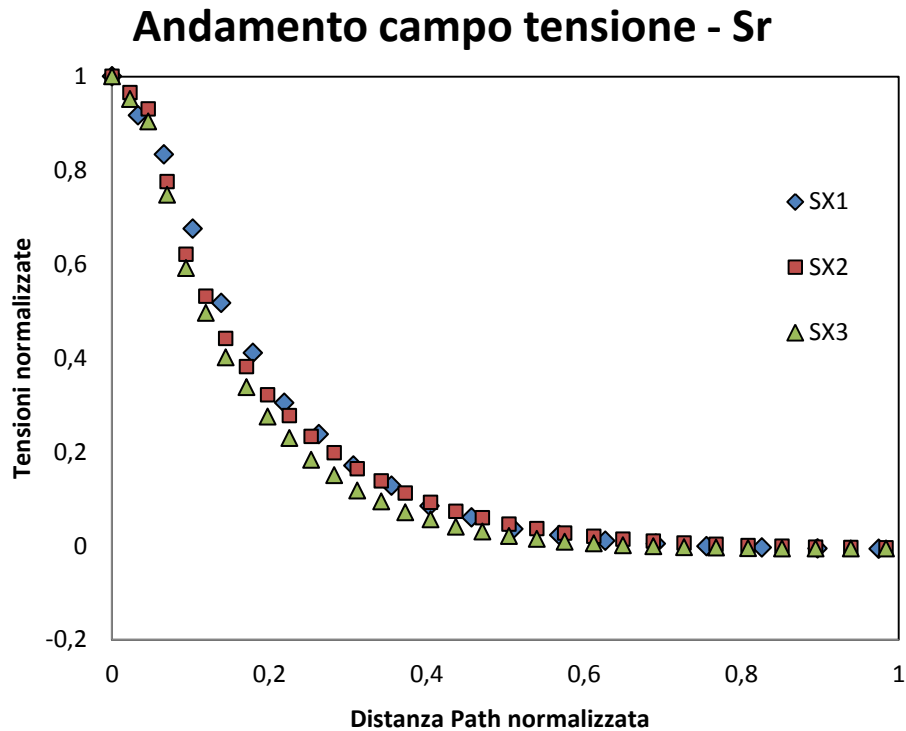


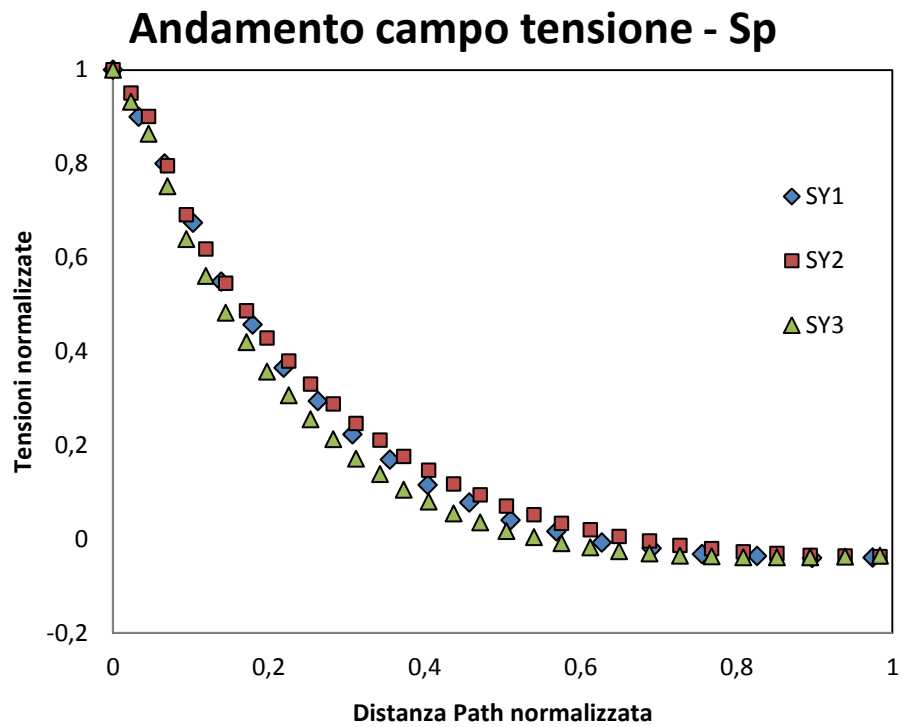
## 7.6 CREAZIONE MODELLO ANALITICO DI RIFERIMENTO

### 7.6.1 SCELTA DEL MODELLO DI CONFRONTO

Dal momento che i Modelli 2 e 3 sono delle rappresentazioni in scala del modello di riferimento (1), si vanno ad esaminare tutti e 3 assieme.

Qui di seguito è riportato il confronto delle tensioni per quanto riguarda i Modelli 1, 2 e 3. Per tutti e tre i casi si tratta di un rapporto tra diametro interno e diametro esterno pari a 0,7.





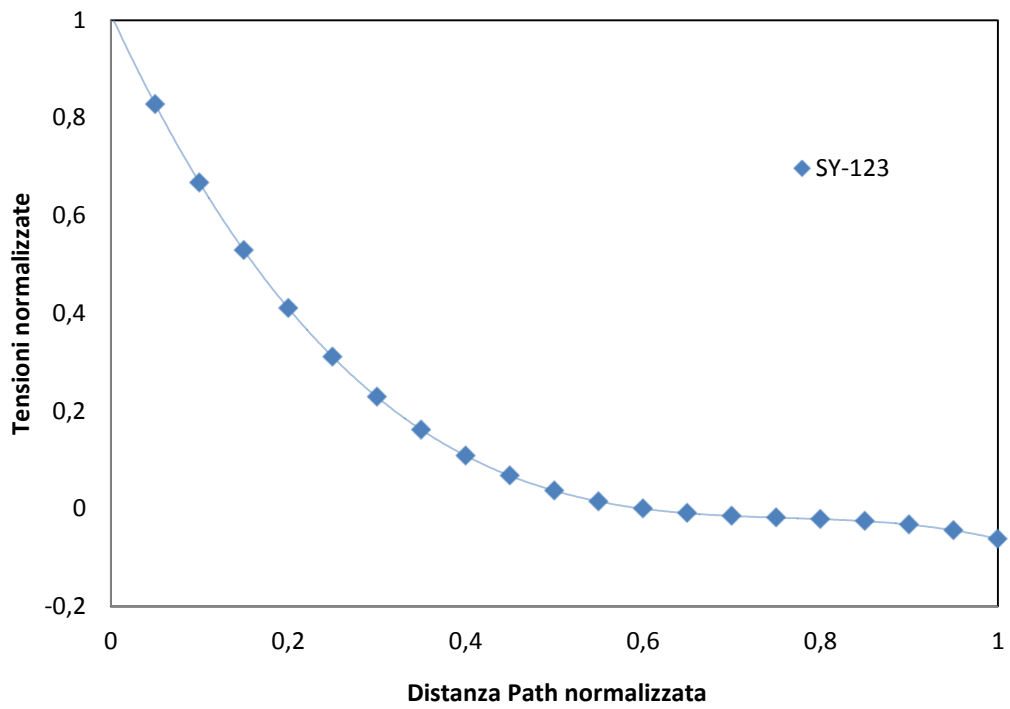
Vista la buona sovrapposizione dei risultati in entrambe le condizioni, si sceglie di creare un modello in cui si prendono i valori medi dei coefficienti delle polinomiali in esame.

Di seguito sono riportati in tabella i valori dei coefficienti del nuovo modello di confronto (1-2-3) e il relativo andamento del campo di tensione.

*poli 3 SY*

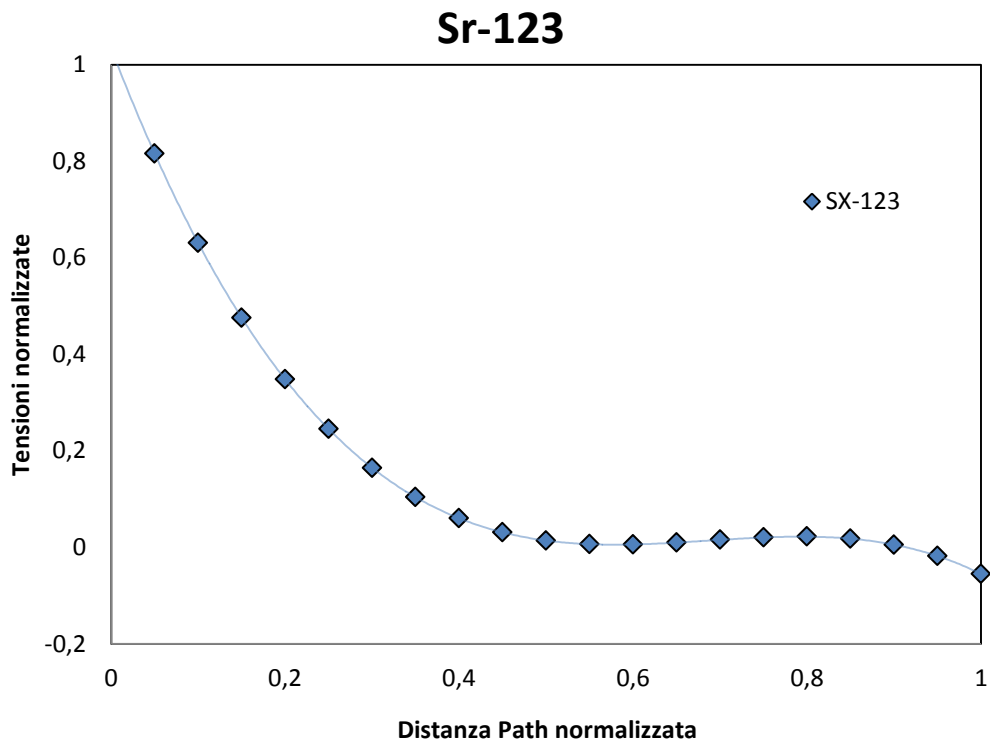
<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	-2,0379	4,8067	-3,8386	1,0118
<i>m2</i>	-2,0145	4,681	-3,7463	1,0183
<i>m3</i>	-2,6036	5,7595	-4,2296	1,007
<i>m123</i>	-2,2187	5,0824	-3,9382	1,0124

### Sp-123



**poli 3 SX**

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	-2,9266	6,3012	-4,4546	1,0422
<i>m2</i>	-3,4193	6,9812	-4,6532	1,0329
<i>m3</i>	-3,8769	7,7509	-4,9678	1,0249
<i>m123</i>	-3,4076	7,0111	-4,6919	1,0333

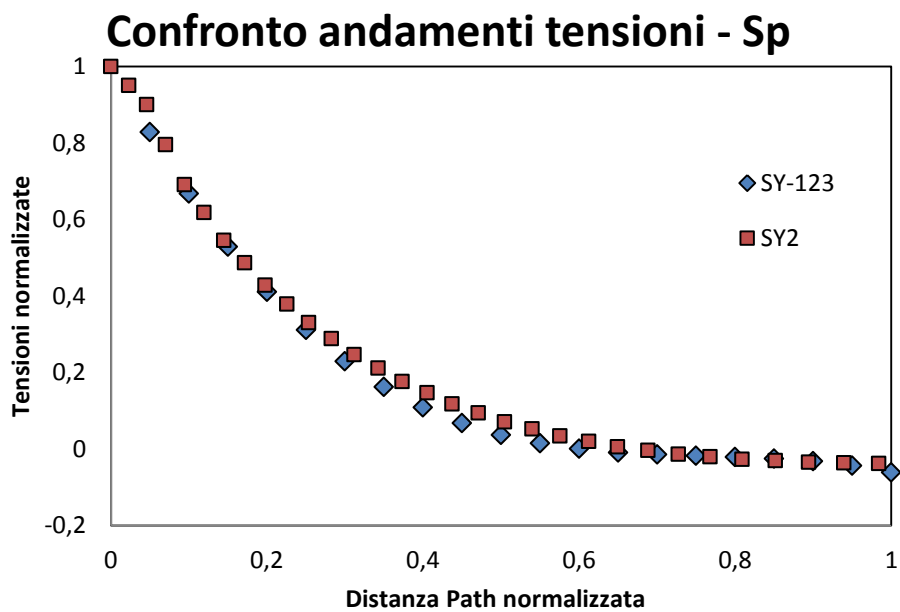
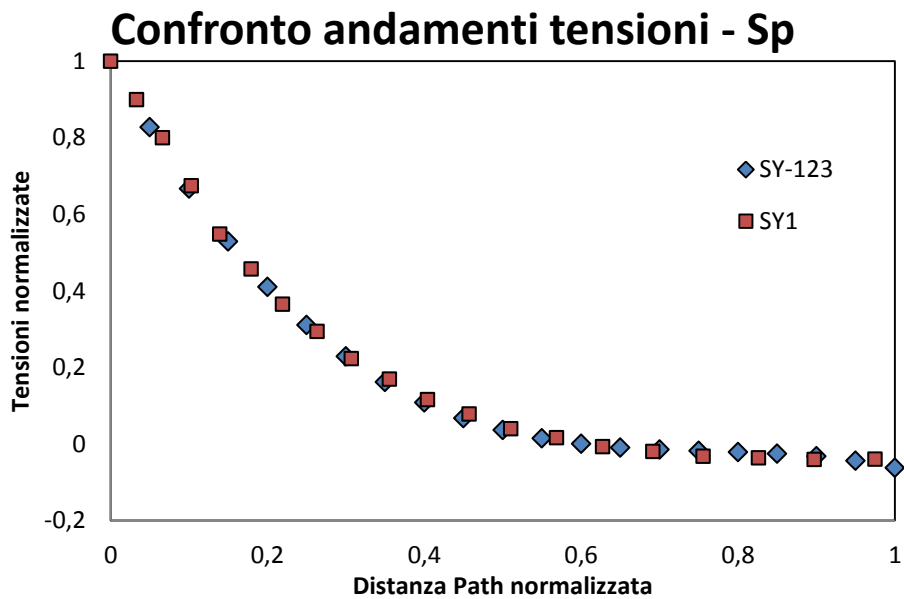


### 7.6.2 CONFRONTO COL MODELLO DI RIFERIMENTO

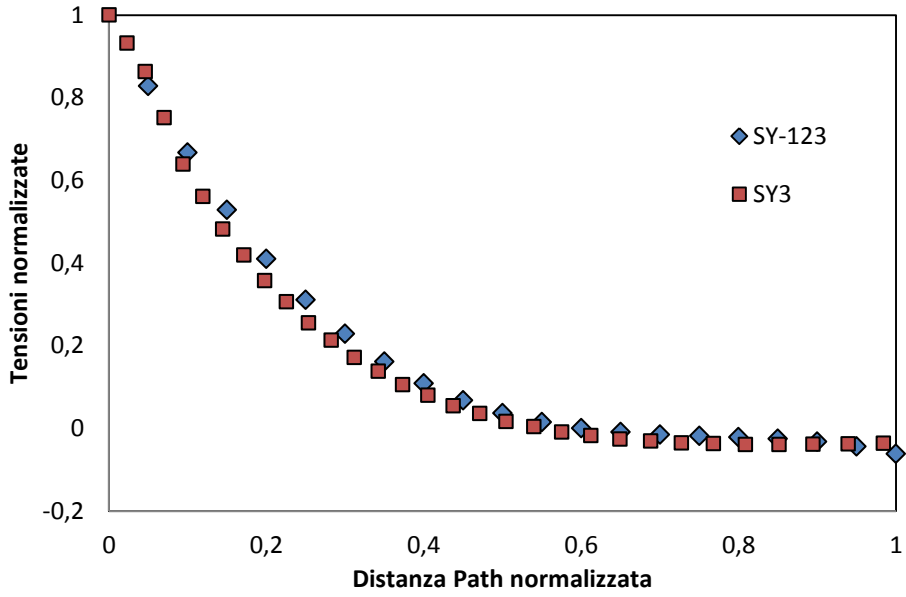
Dopo aver assunto il nuovo modello di riferimento, si va a confrontare quest'ultimo con gli altri modelli per verificarne l'aderenza dei risultati.

Di seguito sono riportati i confronti per quanto riguarda la SX (Sr) e la SY (Sp).

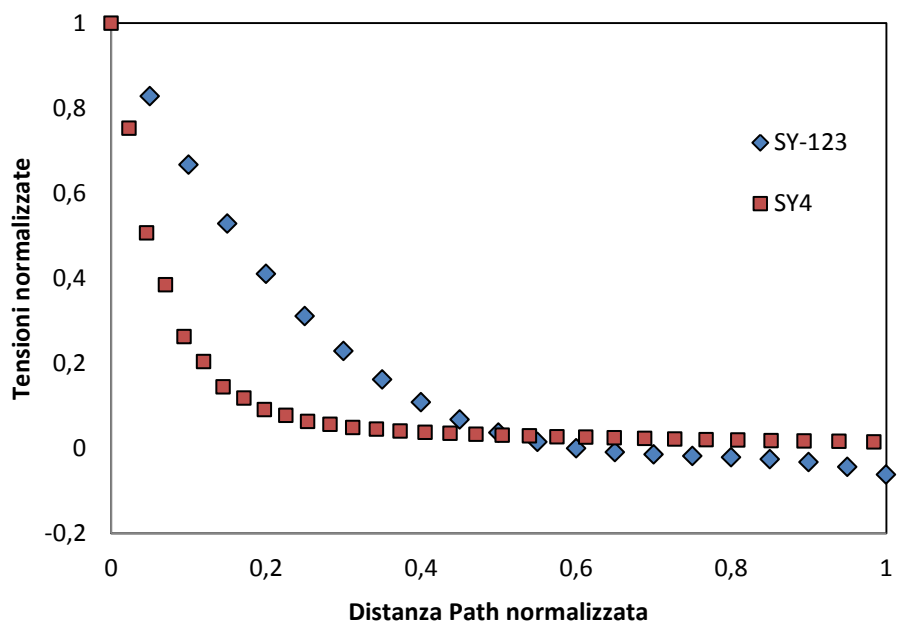
#### Tensione longitudinale

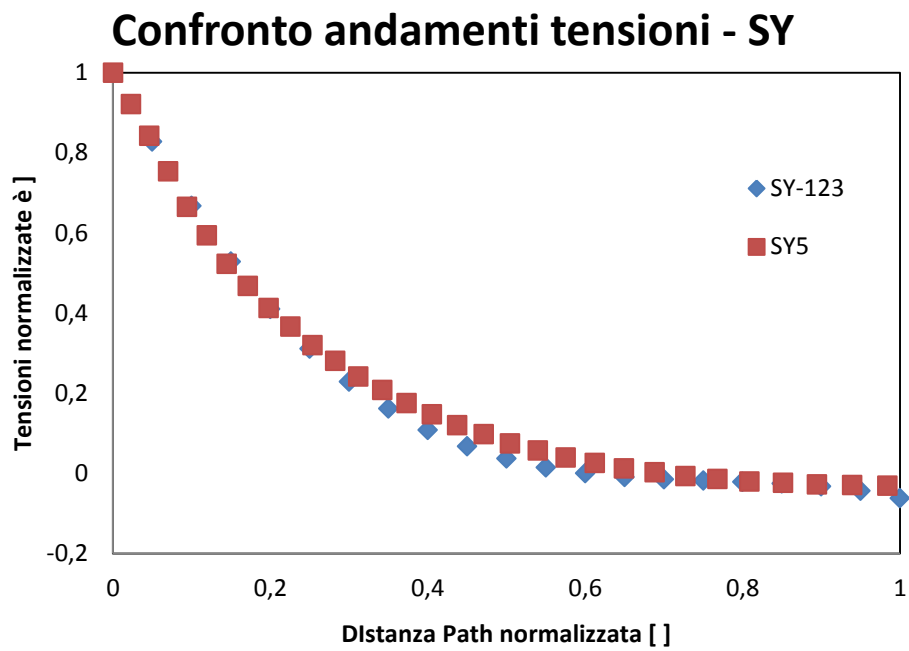


### Confronto andamenti tensioni - Sp

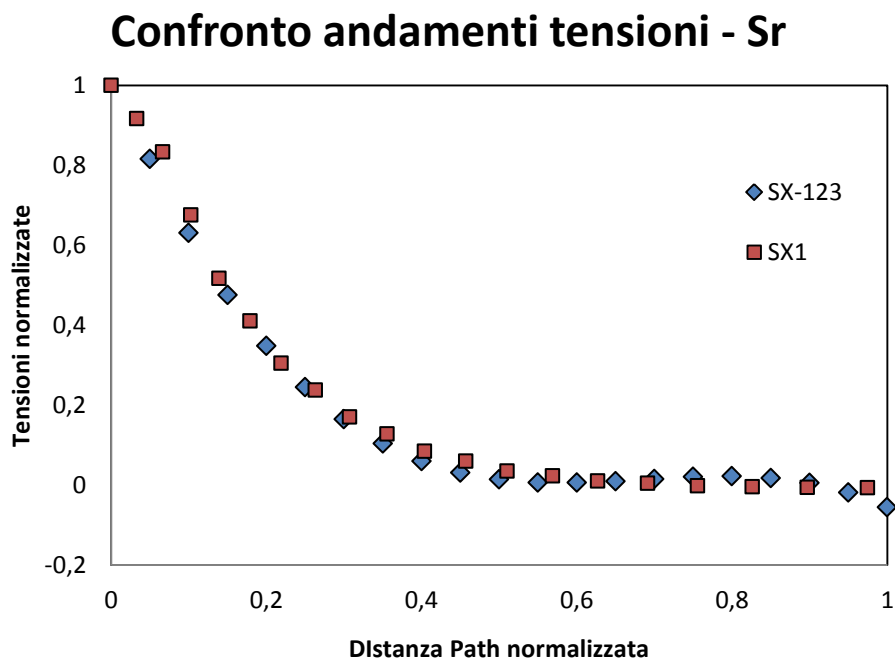


### Confronto andamenti tensioni - Sp

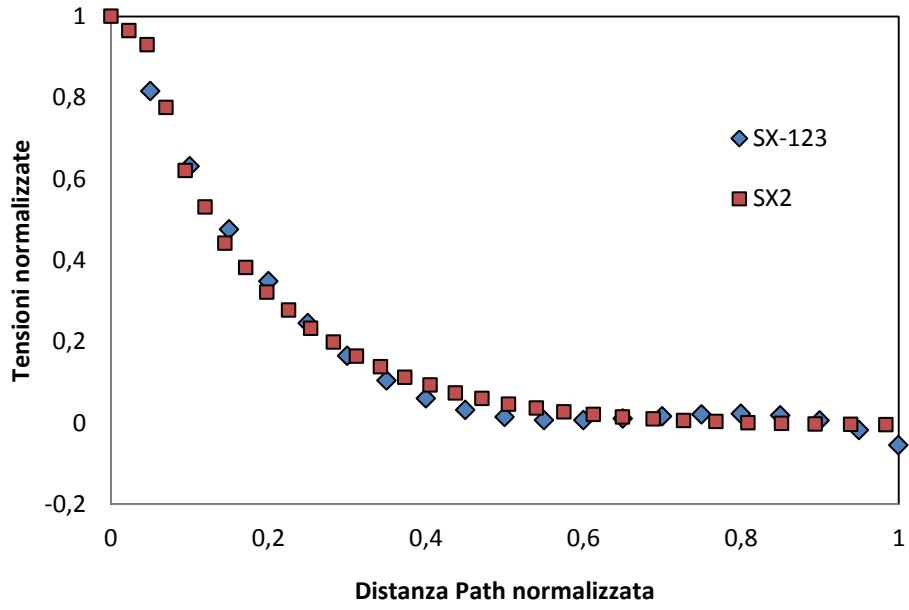




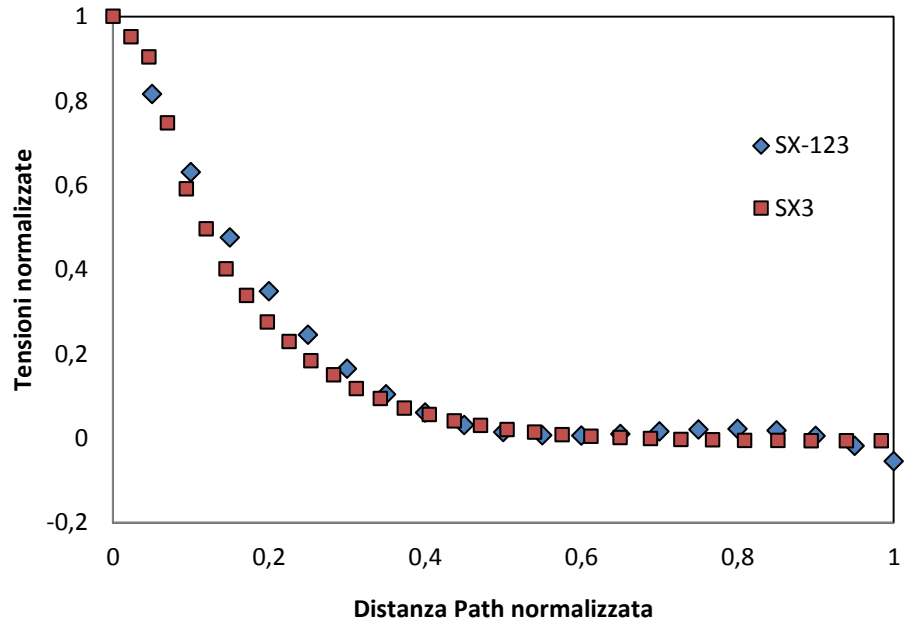
Tensione radiale



### Confronto andamenti tensioni - Sr

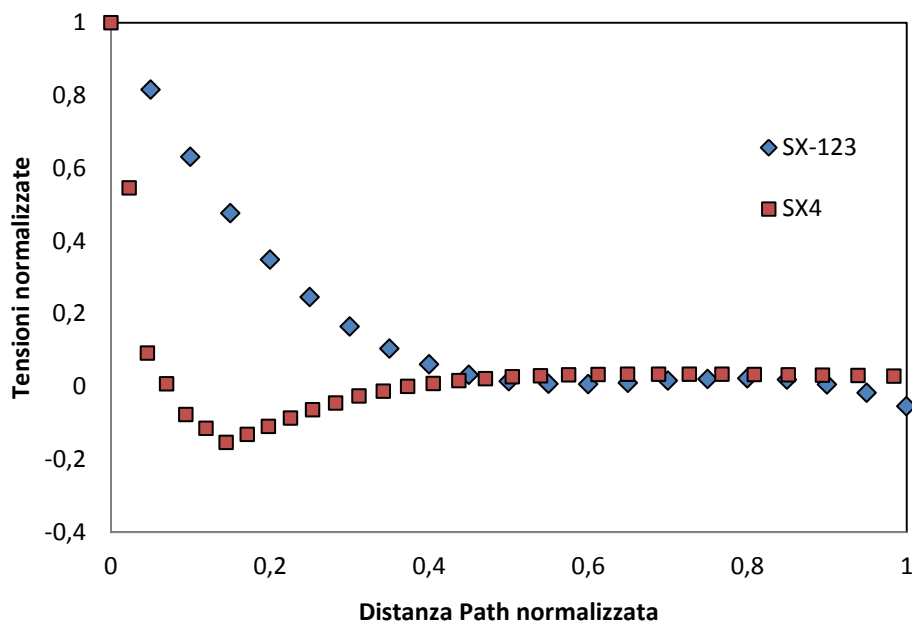


### Confronto andamenti tensioni - Sr

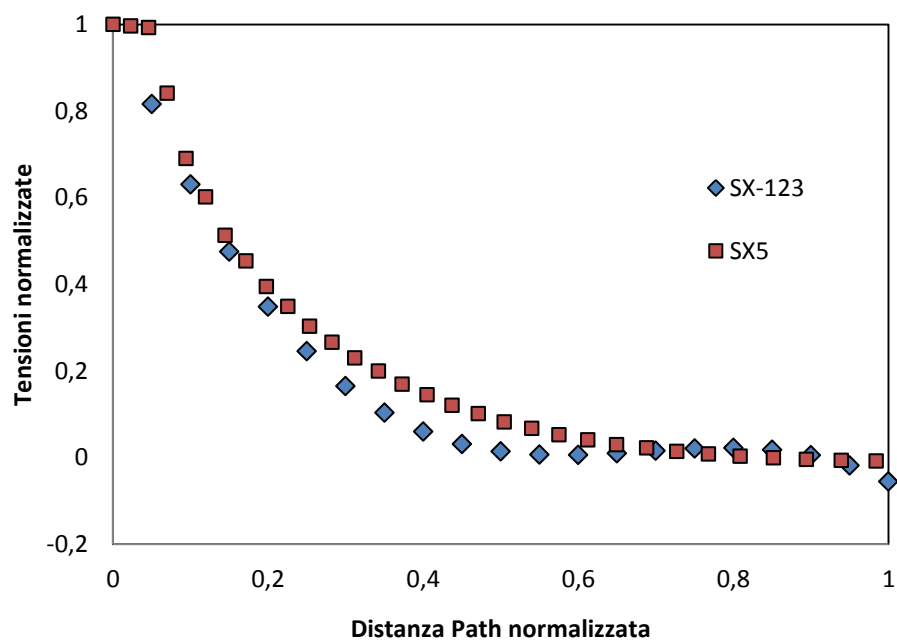




### Confronto andamento tensioni - Sr



### Confronto andamento tensioni - Sr



In entrambe le situazioni, ad accezione del modello 4, i risultati dimostrano una buona aderenza tra loro.

### 7.6.3 CONCLUSIONI

Si è osservato che, con un rapporto tra i diametri (interno-esterno) di 0,7, vi è lo stesso andamento nelle tensioni che sorgono ai bordi dell'accoppiamento.

Questo tipo di andamento entra in crisi in entrambe le tensioni principali nel momento in cui il rapporto tra i diametri diventa più elevato: nei modelli visti questo rapporto è pari a 0,8.

Per valori dei diametri compresi tra 0,6 e 0,7 si passa ora ad un confronto tra coefficienti per dimostrare la bontà dei risultati: in tabella sono riportati i valori per entrambe le situazioni.

#### *poli 3 SY*

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m123</i>	-2,2187	5,0824	-3,9382	1,0124
<i>m5</i>	-2,0543	4,6675	-3,6574	0,9852

#### *poli 3 SX*

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m123</i>	-3,4076	7,0111	-4,6919	1,0333
<i>m5</i>	-2,7819	5,9376	-4,2682	1,0634

I coefficienti discostano tra loro per dei valori piuttosto contenuti.

Si sceglie quindi di mantenere i coefficienti assunti nel modello di riferimento 1-2-3 ottenendo le seguenti espressioni:

$$\begin{cases} S_r = -3,4076z^3 + 7,0111z^2 - 4,6919z + 1,0333 \\ S_p = -2,2187z^3 + 5,0824z^2 - 3,9382z + 1,0124 \end{cases}$$

dove  $S_r$  e  $S_p$  sono rispettivamente le tensioni radiale e longitudinale normalizzate rispetto alla tensione massima, e  $z$  distanza normalizzata.

## 7.7 ALTRI SVILUPPI

### 7.7.1 NUOVI MODELLI CREATI

Per confermare i risultati appena trovati si procede alla creazione di ulteriori tre modelli.

Anche in questo caso i confronti si effettuano sul rapporto tra il diametro interno e quello esterno: il Modello 6 ha un rapporto di 0,55, mentre il Modello 7 presenta un rapporto di 0,75.

Se si presentassero risultati ancora aderenti alla soluzione trovata per il rapporto 0,55 si diminuirà ulteriormente questo numero a 0,5.

Di seguito sono riportati in tabella i valori utilizzati per i nuovi tre modelli.

<b>Modello</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
<b>Diametro albero [mm]</b>	55	75	50
<b>Diametro mozzo [mm]</b>	100	100	100
<b>Rapporto Da/dm</b>	0,55	0,75	0,5
<b>Lunghezza albero [mm]</b>	700	700	700
<b>Lunghezza mozzo [mm]</b>	500	500	500
<b>Interferenza [mm]</b>	0,1	0,1	0,1
<b>Lunghezza di accoppiamento [mm]</b>	350	350	350

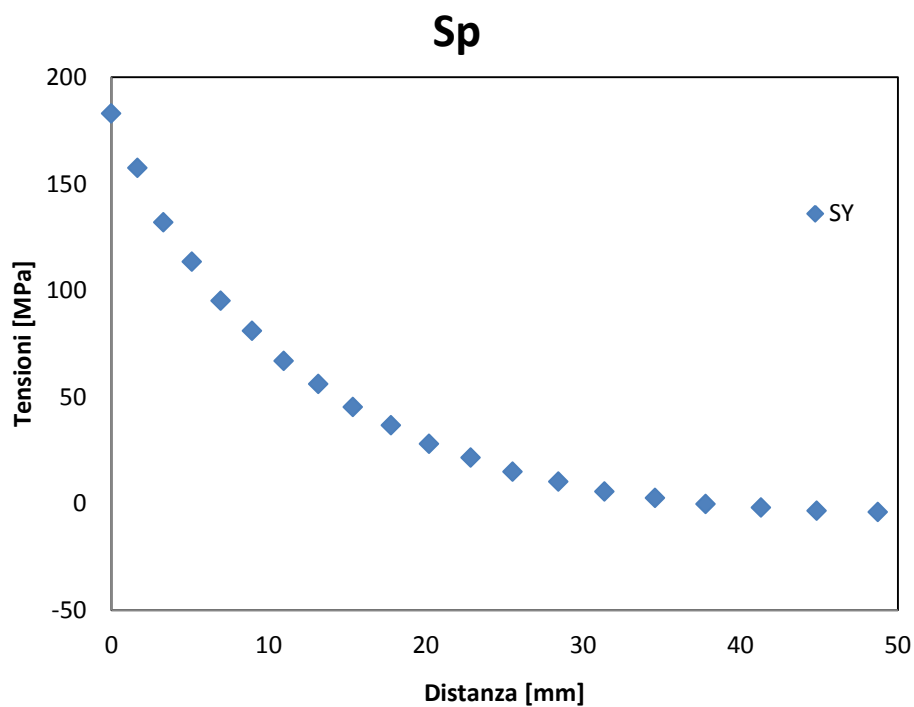
<b><i>FTOLN</i></b>	<i>0,0005</i>	<i>0,0005</i>	<i>0,0005</i>
<b><i>STOLN</i></b>	<i>0,0001</i>	<i>0,0001</i>	<i>0,0001</i>
<b><i>Numero di nodi</i></b>	<i>183.213</i>	<i>158.288</i>	<i>193.047</i>

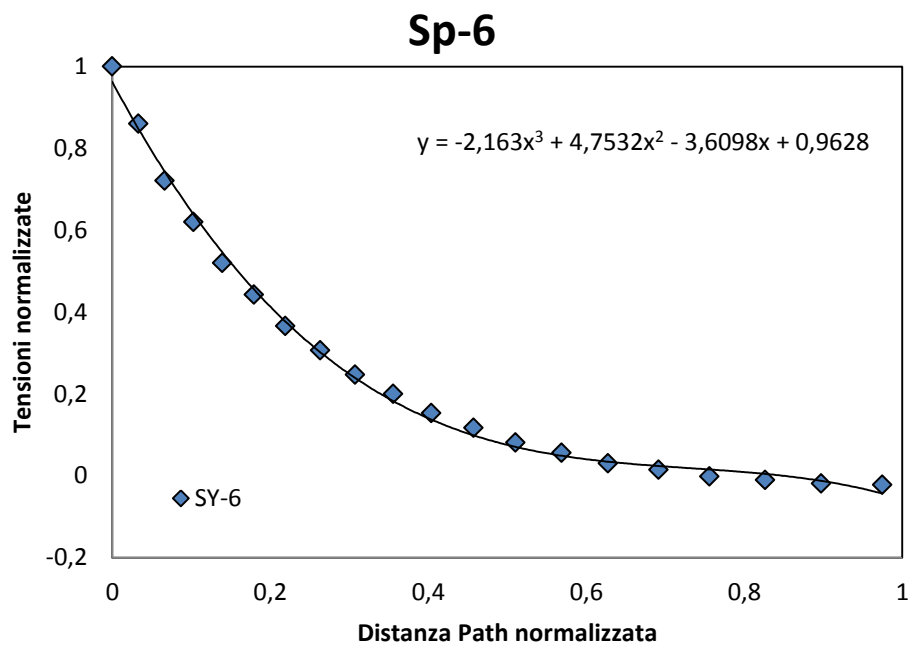
Una volta creati i modelli in ambiente FEM si lancia la soluzione per ogni modello: nei paragrafi successivi vengono presentati i risultati degli effetti di bordo tramite le stesse modalità e gli stessi Path utilizzati nei casi precedenti.

Si riportano prima i campi di tensione reali, poi si riporta l'andamento adimensionale con la relativa polinomiale di grado 3: tale analisi si esegue per ogni modello presente.

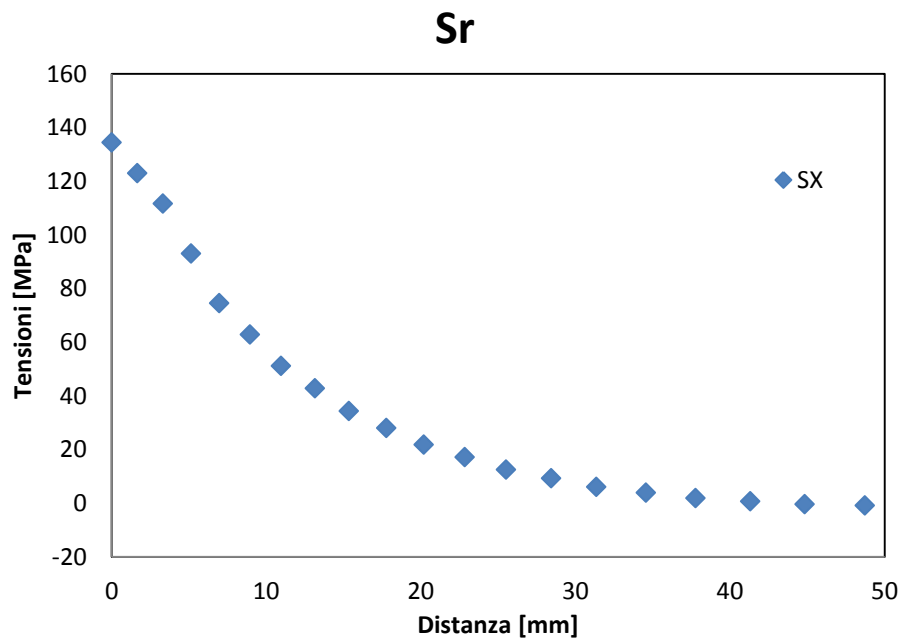
### 7.7.2 MODELLO 6

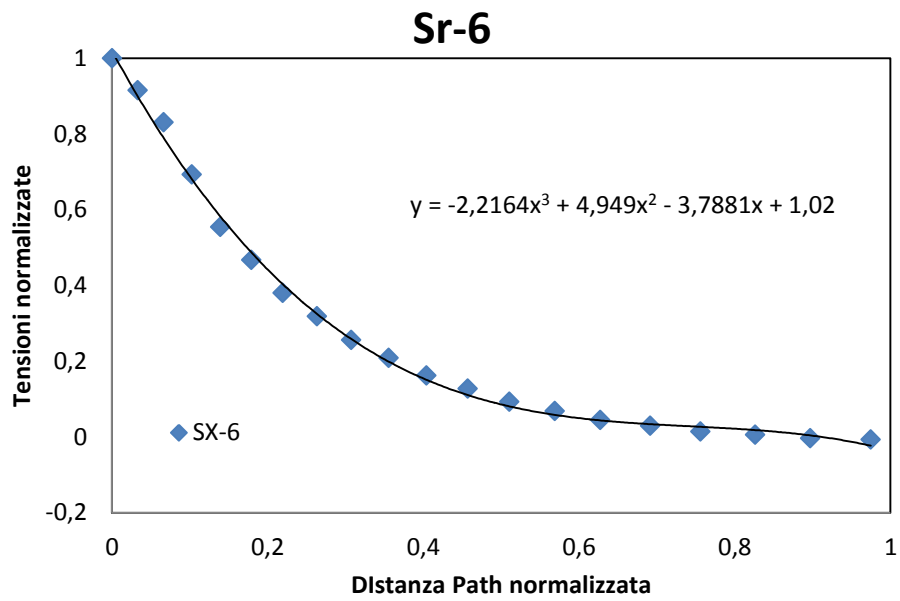
#### Tensione longitudinale





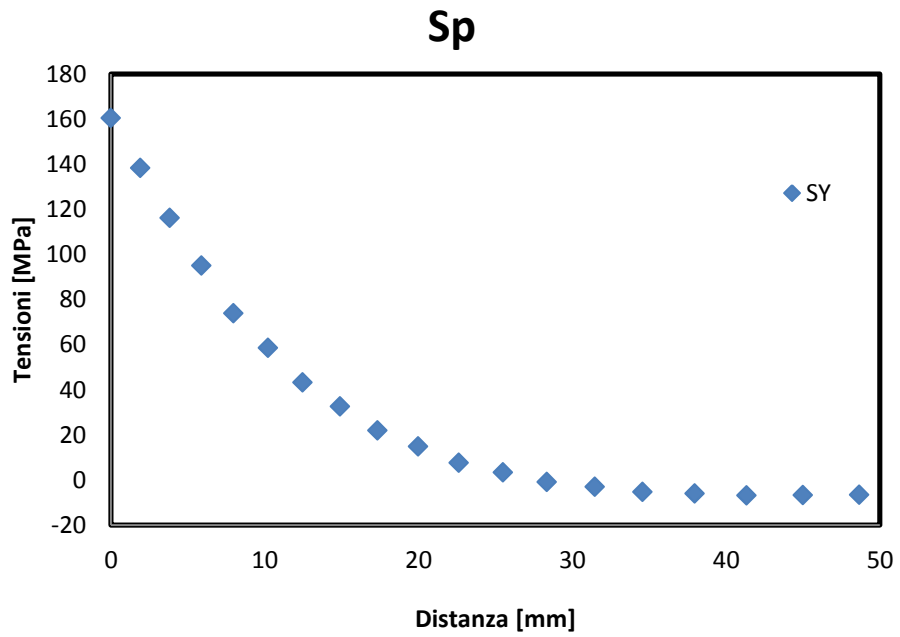
Tensione radiale

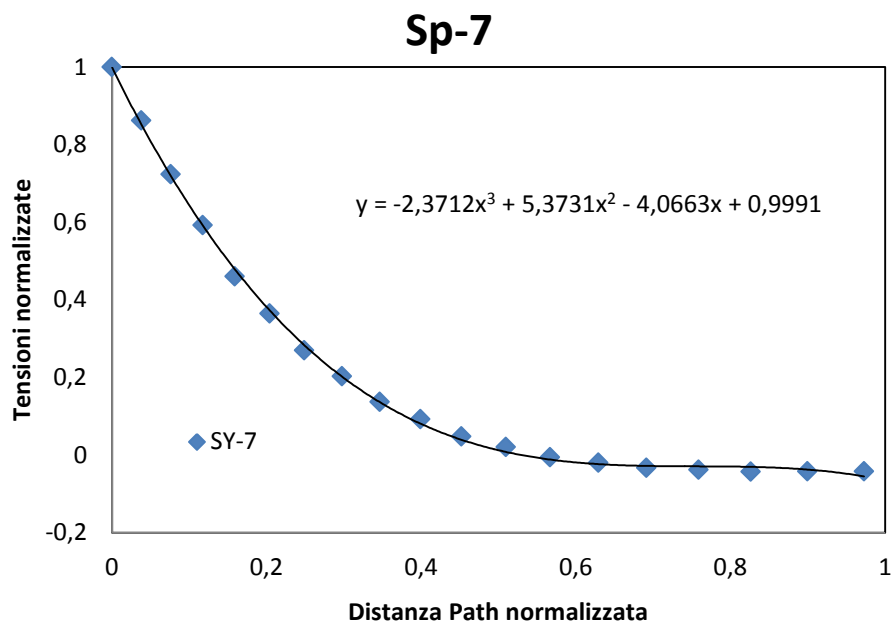




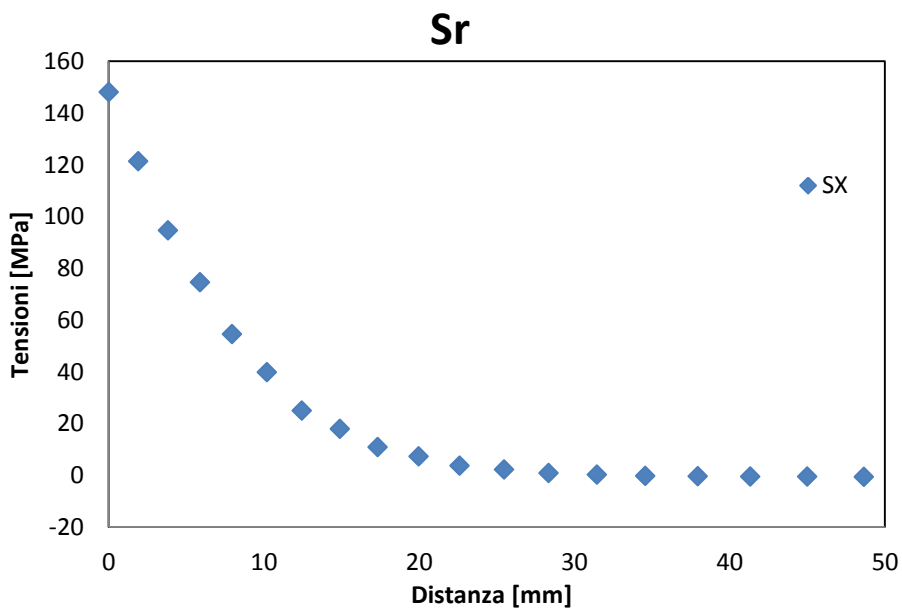
### 7.7.3 MODELLO 7

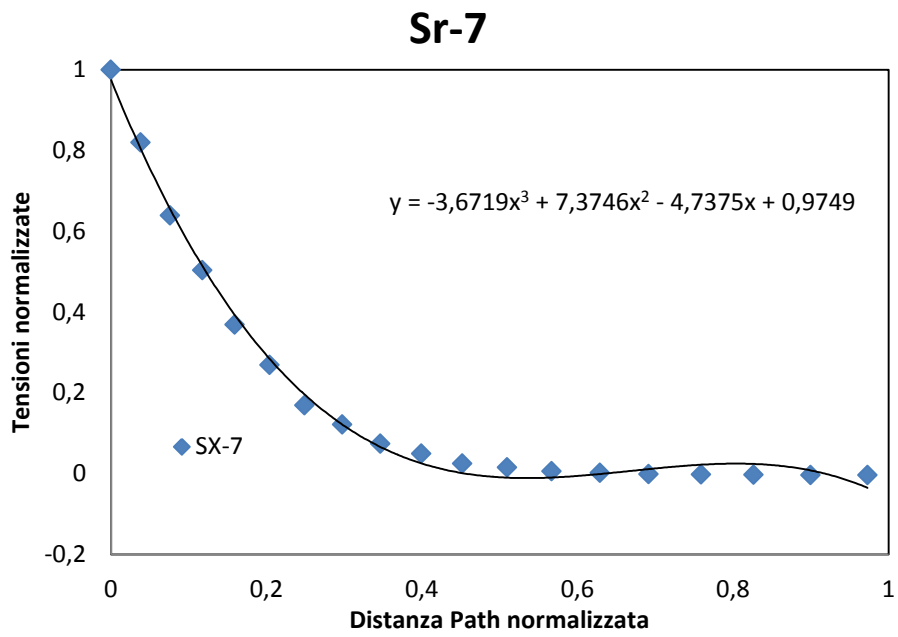
#### Tensione longitudinale





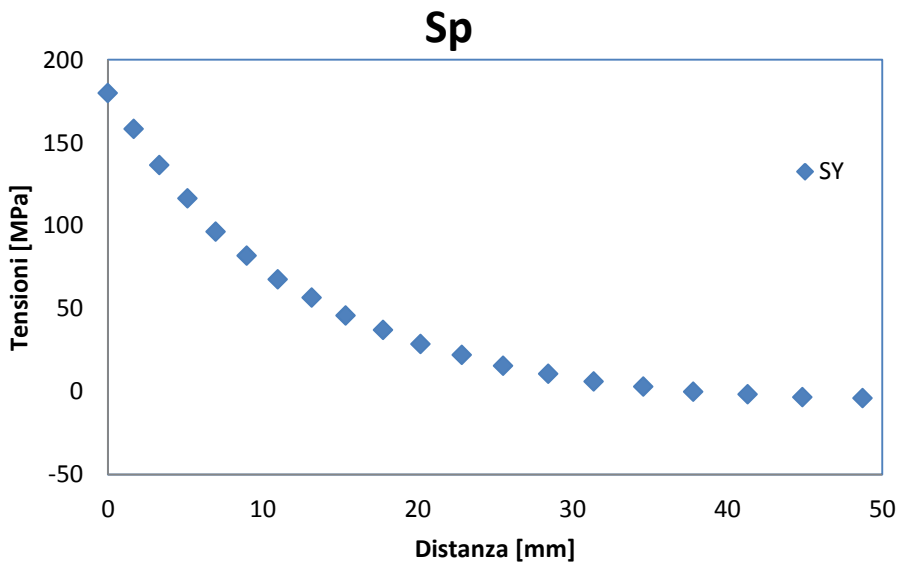
Tensione radiale



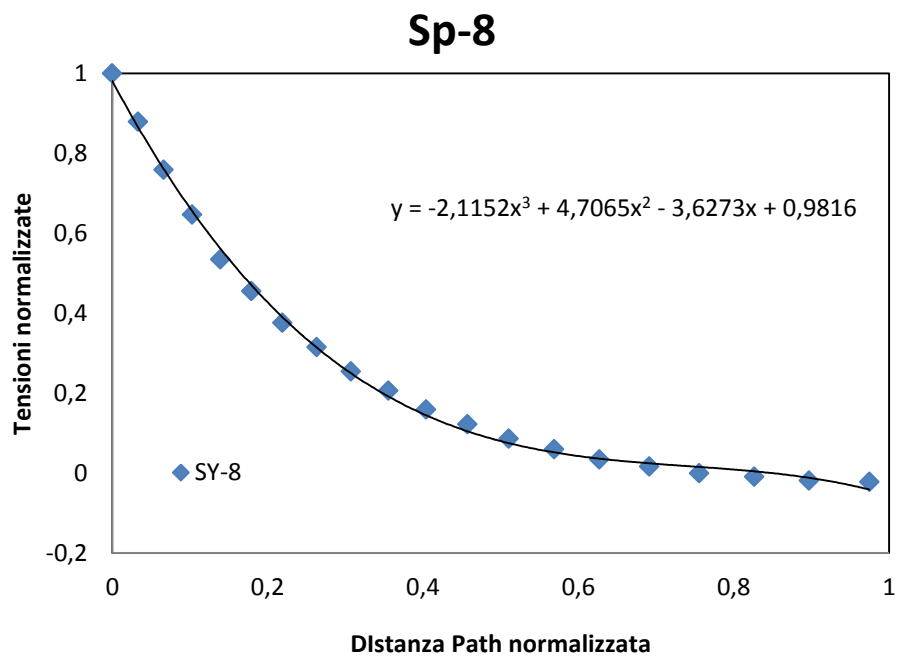


## 7.7.4 MODELLO 8

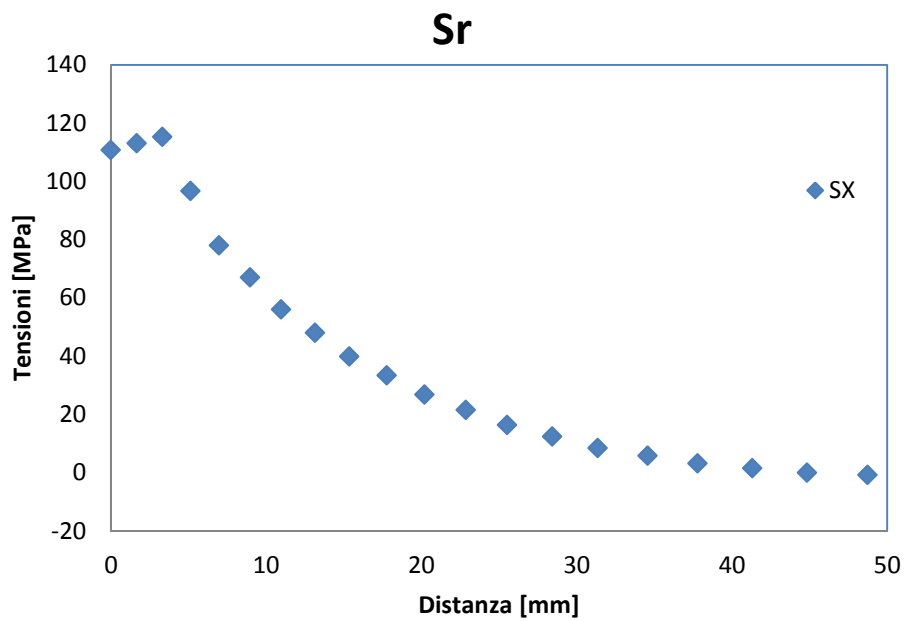
### Tensione longitudinale



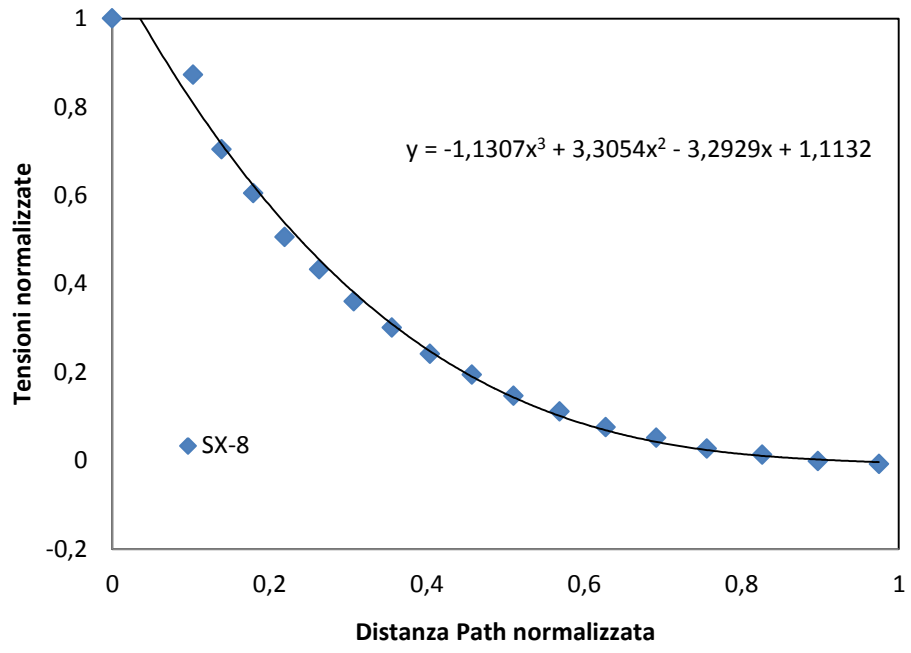




Tensione radiale



# Sr-8

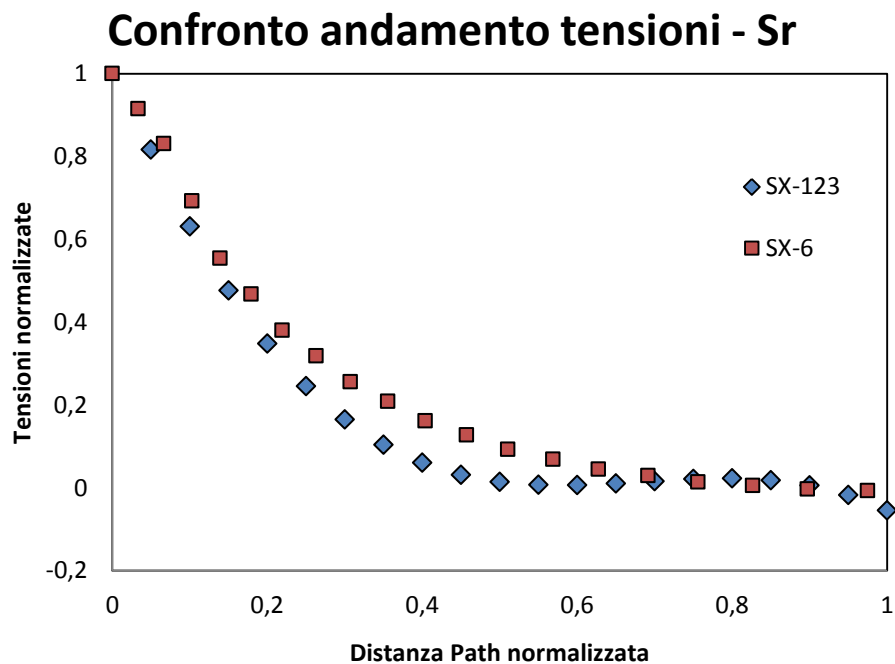


### 7.7.5 CONFRONTO NUOVI MODELLI COL MODELLO DI RIFERIMENTO

A questo punto si passa a un confronto con il modello di riferimento (Modello 1-2-3) creato in precedenza.

Come per i casi precedenti, anche questo paragone si esegue in riferimento alla tensione massima e alla distanza del Path per ottenere la configurazione di adimensionalità.

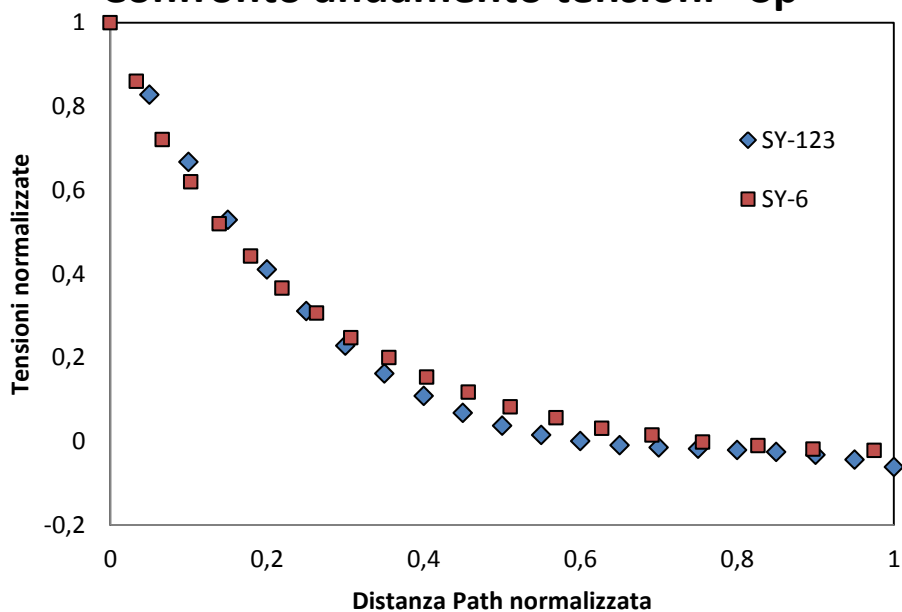
#### Modello 6



In direzione radiale si manifesta una diversità dei risultati nella parte centrale del Path: mentre all'inizio e alla fine i risultati sono pressoché aderenti, nella parte centrale si ha un discostamento dall'andamento medio previsto dal modello di riferimento.

Tuttavia tale differenza rimane contenuta.

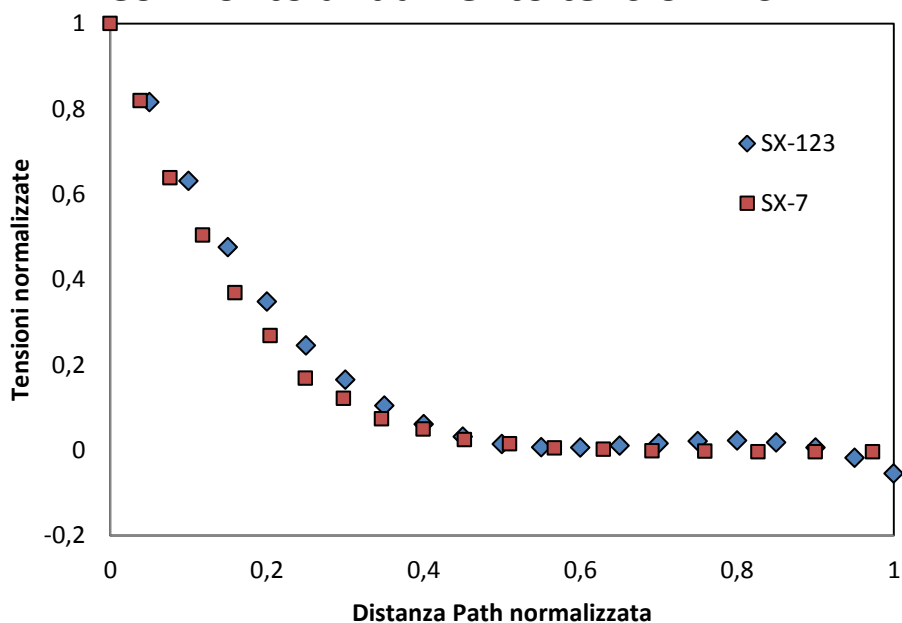
### Confronto andamento tensioni - Sp

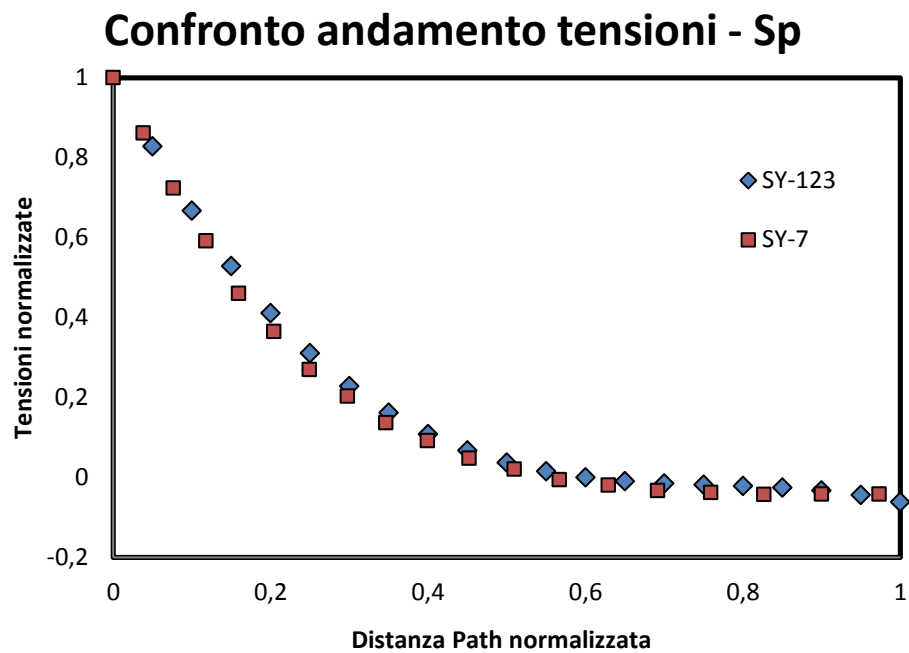


A livello longitudinale, invece, i modelli sono molto simili tra loro: gli andamenti sono quasi del tutto sovrapposti, con una differenza tra le curve minima.

### Modello 7

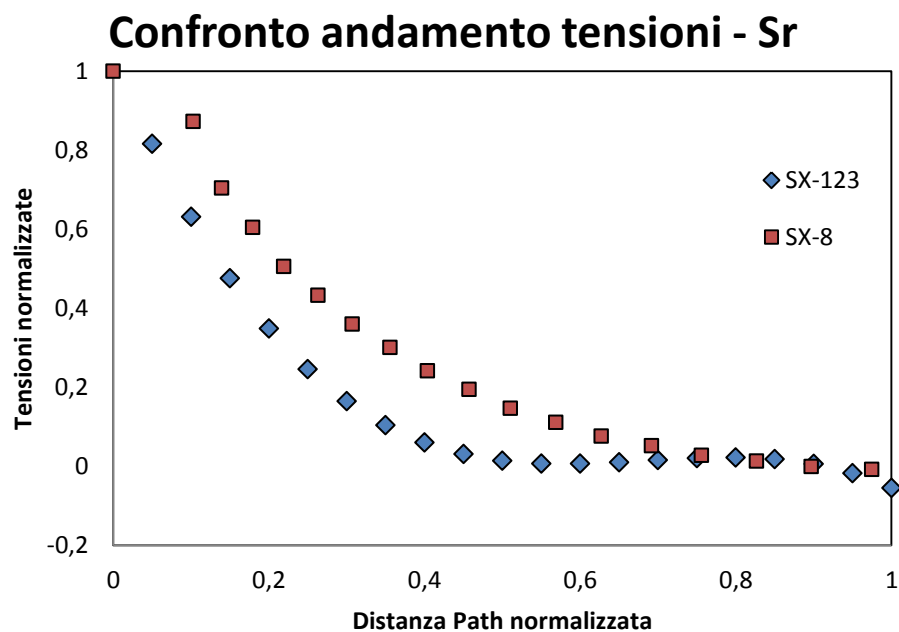
### Confronto andamento tensioni - Sr





In entrambe le direzioni si ha una perfetta aderenza tra i risultati: il modello di riferimento riesce quindi a ricostruire in modo perfetto l'andamento tensionale presente con una geometria generica avente rapporto tra i diametri pari a 0,75.

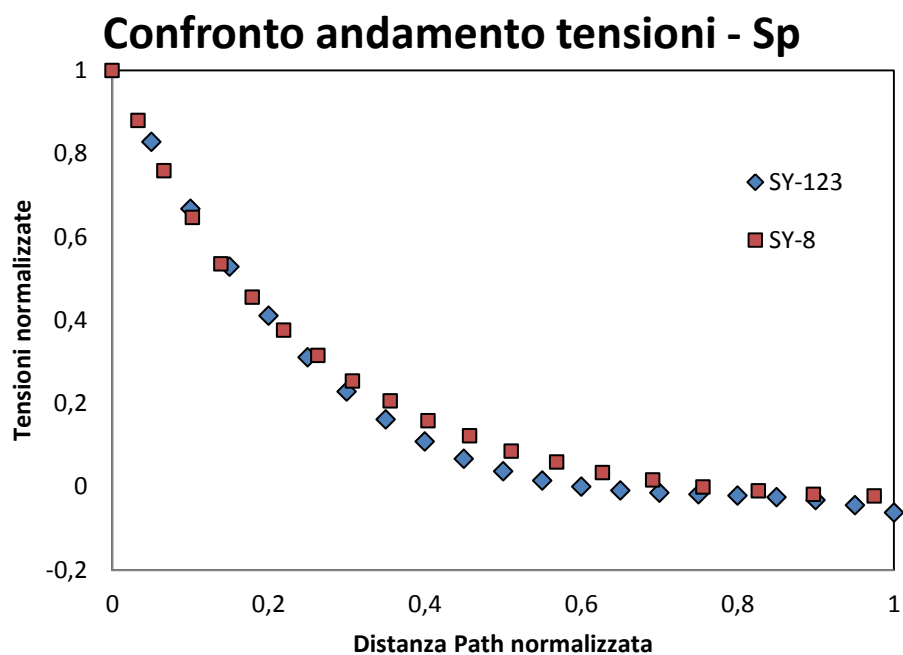
#### Modello 8



In questo caso, eccetto nella zona finale dove entrambi i campi tensionali collassano ad un risultato nullo, i campi di tensione sono diversi tra loro.

Si osserva come, nonostante un decremento simile, le curve risultano traslate tra loro in riferimento alla distanza.

Per quanto riguarda le tensioni radiali, quindi, non vi è una relazione tra il modello di riferimento e quello avente rapporto tra i diametri pari a 0,5.



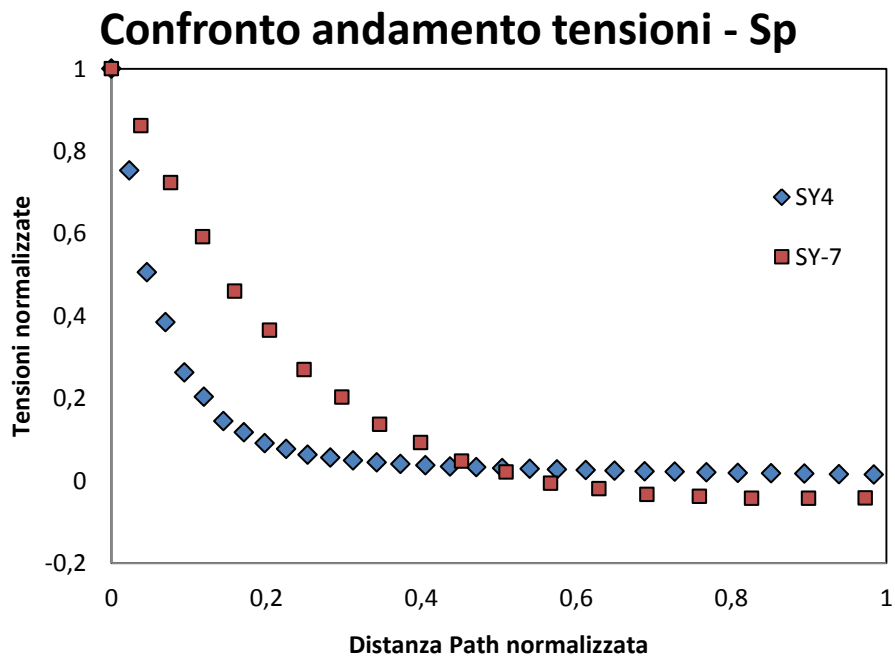
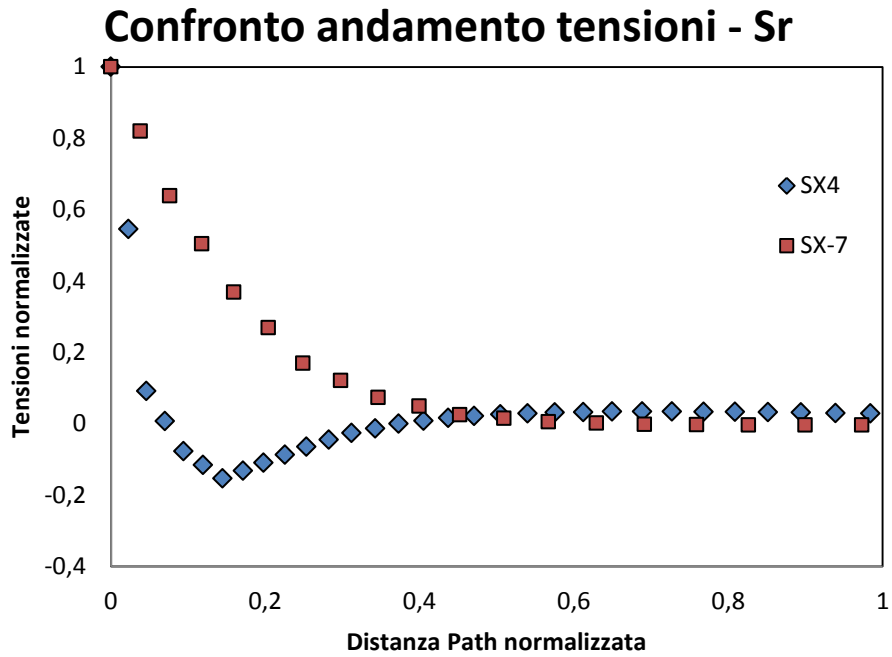
Per quanto riguarda il campo di tensione longitudinale, invece, si può effettuare un confronto ancora buono.

Le differenze sono riscontrate nella zona centrale: si tratta comunque di differenze piuttosto contenute.

### 7.7.6 ULTERIORI CONFRONTI

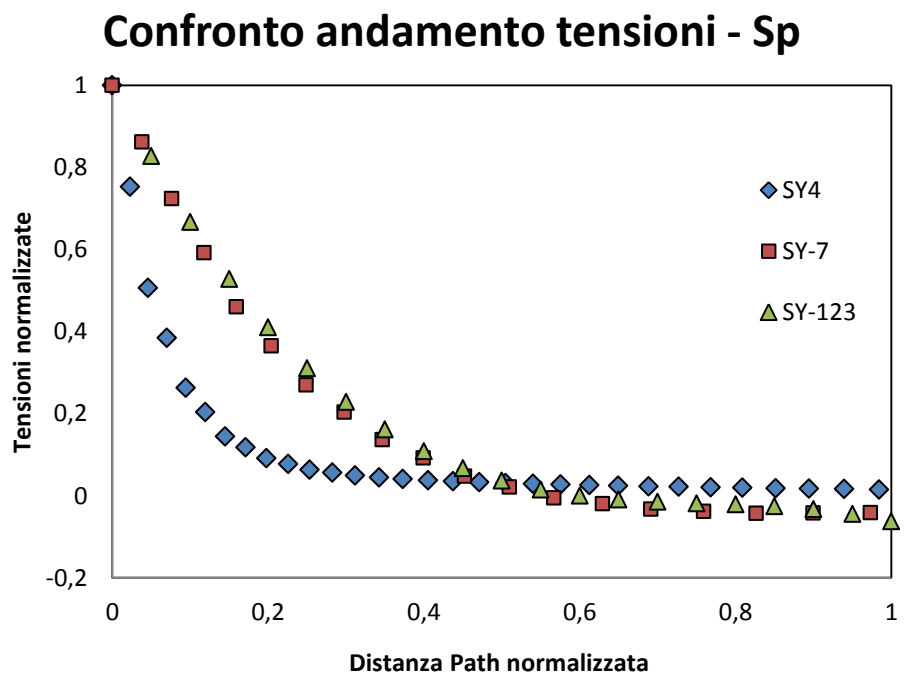
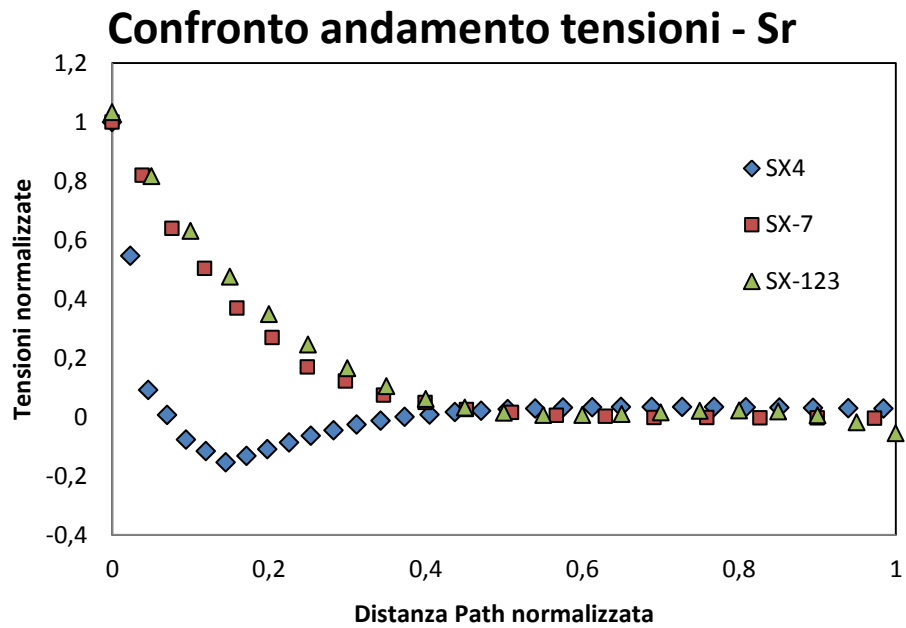
#### Modello 4 – Modello 7 – Modello di riferimento

Questo confronto si effettua tra le geometrie aventi rapporto tra i diametri pari, rispettivamente, a 0,8 e 0,75. Successivamente si confrontano i due modelli con quello di riferimento.



In entrambi i casi si individua una grossa diversità tra i risultati; in particolare, lungo la direzione radiale, vi è un punto di minimo: questo fenomeno si manifesta solamente nel caso in cui i rapporti tra i diametri sia pari a 0,8.

Si effettua ora il confronto assieme al modello di riferimento.





*Capitolo 7: Effetti tridimensionali sul generico accoppiamento forzato cilindrico di albero e mozzo*

E' evidente come aumentando il rapporto tra i diametri solamente del 6% (da 0,75 a 0,8) il meccanismo di risoluzione individuato entra in crisi. Difatti si passa da due andamenti praticamente sovrapposti ad un andamento che diverge in modo profondo, sia per quanto riguarda le tensioni longitudinali che quelle radiali.

Di seguito sono riportati i coefficienti delle polinomiali facenti riferimento ad entrambe le tensioni.

***poli 3 SY***

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m4</i>	-4,8333	8,6155	-4,6467	0,7582
<i>m7</i>	-2,3712	5,3731	-4,0663	0,9991
<i>m123</i>	-2,2187	5,0824	-3,9382	1,0124

***poli 3 SX***

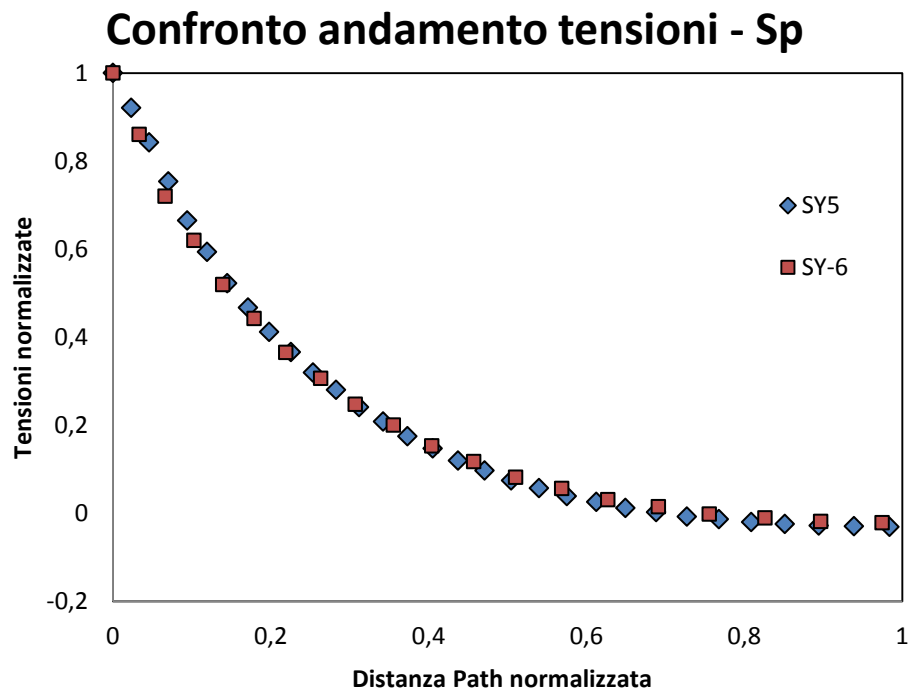
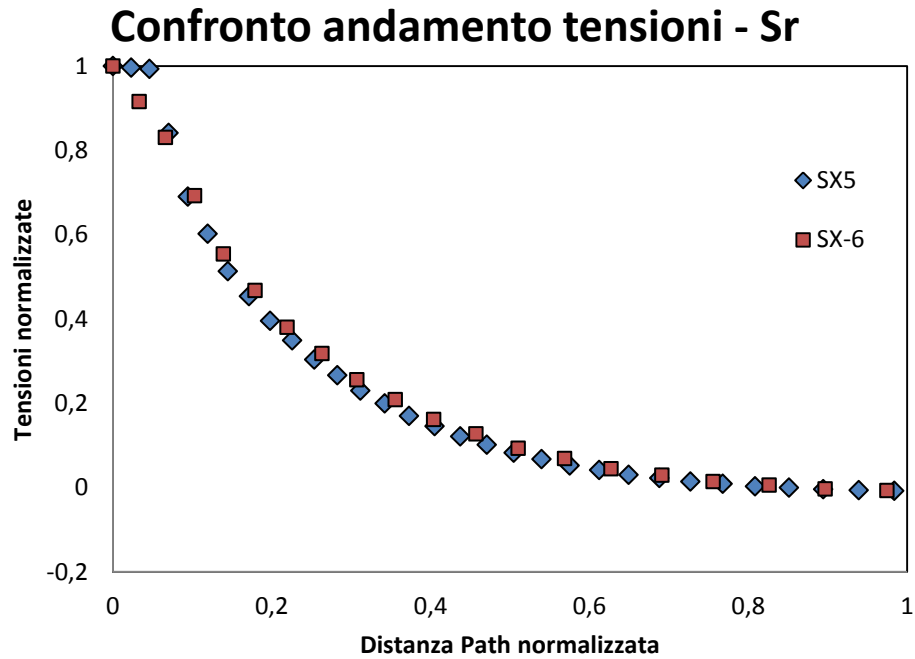
<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m4</i>	-5,8276	9,5441	-4,3487	0,4782
<i>m7</i>	-3,6719	7,3746	-4,7375	0,9749
<i>m123</i>	-3,4076	7,0111	-4,6919	1,0333

A livello numerico si ha conferma dei risultati individuati: con un valore del rapporto dei diametri superiore a 0,75 la relazione trovata, in entrambi i casi, sbaglia.

Questo sta a significare che con spessori via via più sottili gli effetti di bordo ed eventuali altre azioni si fanno sentire a livello tensionale nella geometria.

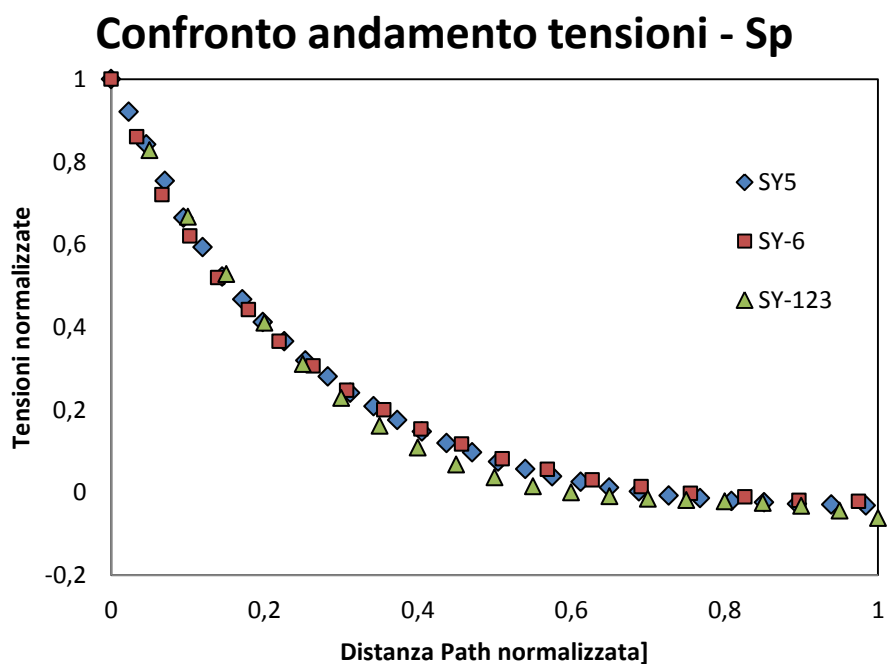
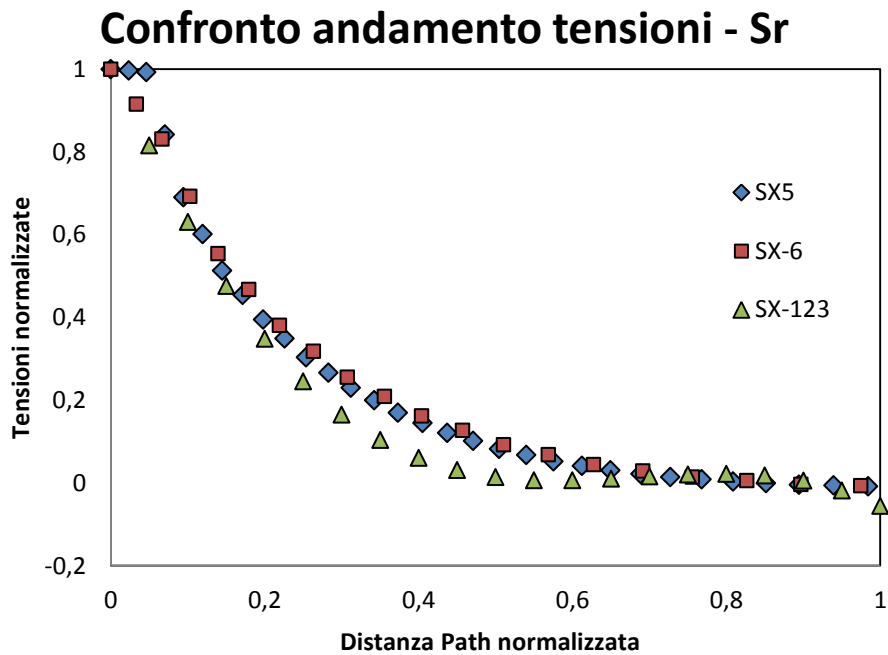
Modello 5 – Modello 6 – Modello di riferimento

In questo caso si effettua un confronto tra i modelli avente rapporto diametrale rispettivamente di 0,6 e 0,55. Come sempre si conclude il confronto aggiungendo ai risultati il modello di riferimento.



In entrambi i casi i grafici mostrano un andamento praticamente uguale nonostante la diminuzione del rapporto tra i diametri per un valore pari a circa il 9%.

Si prosegue ora l'analisi inserendo nel confronto anche il modello di riferimento.



Si osserva nella parte centrale del Path una leggera variazione dei risultati: in particolare questa differenza è accentuata lungo la direzione radiale.

Si rimane comunque entro una differenza contenuta.

A livello di coefficienti delle polinomiali di grado 3 si presenta la seguente situazione,

***poli 3 SY***

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m5</i>	-2,0543	4,6675	-3,6574	0,9852
<i>m6</i>	-2,163	4,7532	-3,6098	0,9628
<i>m123</i>	-2,2187	5,0824	-3,9382	1,0124

***poli 3 SX***

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m5</i>	-2,7819	5,9376	-4,2682	1,0634
<i>m6</i>	-2,2164	4,949	-3,7881	1,02
<i>m123</i>	-3,4076	7,0111	-4,6919	1,0333

In questi modelli le differenze sono molto meno marcate che nel caso visto in precedenza.

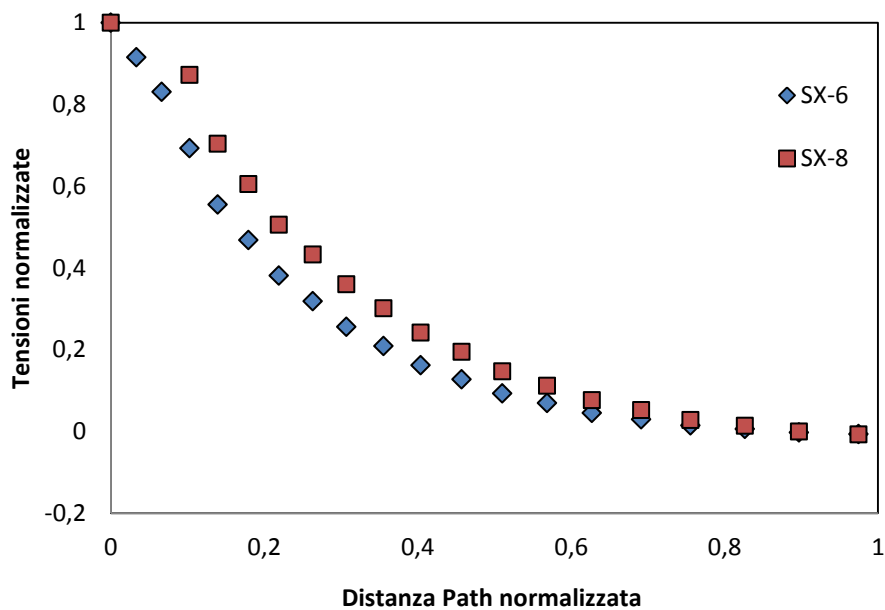
Tuttavia vi sono delle diversità, sia rispetto al modello di riferimento, sia tra i due modelli: queste differenze sono evidenti soprattutto a livello di tensione radiale come già visto prima.

La differenza più marcata interessa comunque il modello 6: mano a mano che il rapporto tra i diametri diminuisce, quindi, i risultati si discostano tra loro.

Modello 6 – Modello 8

Questo confronto è conseguenza del precedente. Questa volta il confronto è tra i rapporti diametrali di 0,55 e 0,5.

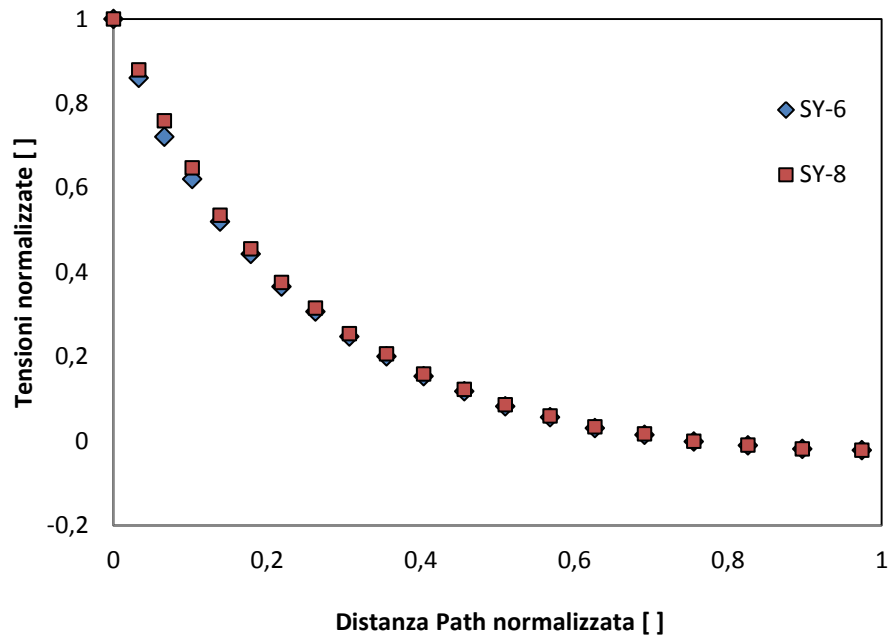
### Confronto andamento tensioni - Sr



Per quanto riguarda la tensione radiale è presente una traslazione dei risultati: con uno spessore maggiore del mozzo, difatti, il campo di tensione si sposta a destra.

Questo significa che, inizialmente, le tensioni sono maggiori rispetto ad un rapporto maggiore; dopodiché, però, un gradiente maggiore porta ad annullare il campo tensionale più velocemente.

## Confronto andamento tensioni - Sp



A livello longitudinale, invece, i risultati sono esattamente gli stessi: le curve dei due modelli si sovrappongono.

Tali risultati sono confermati anche a livello di coefficienti, i quali vengono riportati nella tabella successiva.

*poli 3 SY*

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m6</i>	-2,163	4,7532	-3,6098	0,9628
<i>m8</i>	-2,1152	4,7065	-3,6273	0,9816

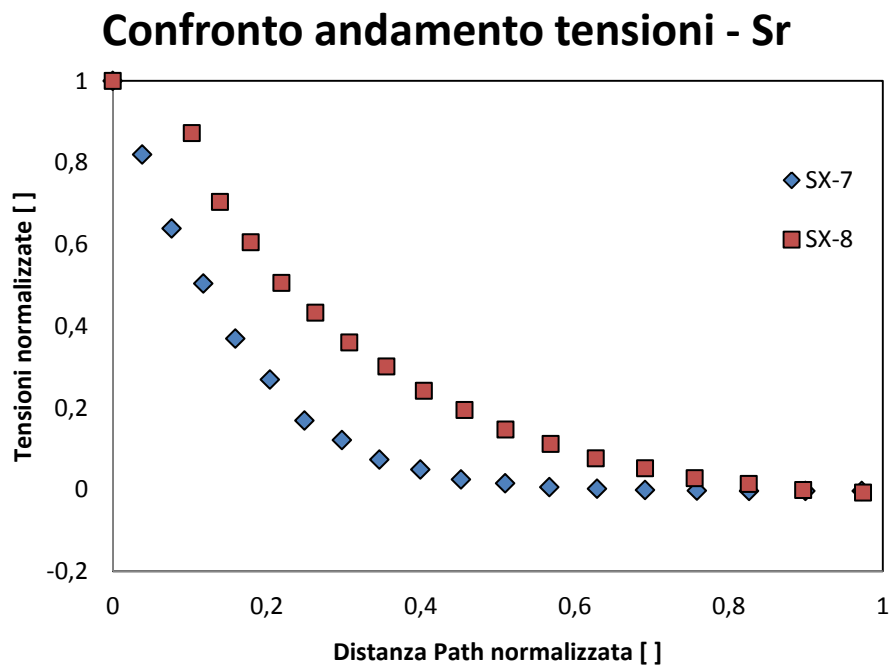
*poli 3 SX*

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m6</i>	-2,2164	4,949	-3,7881	1,02
<i>m8</i>	-1,1307	3,3054	-3,2929	1,1132

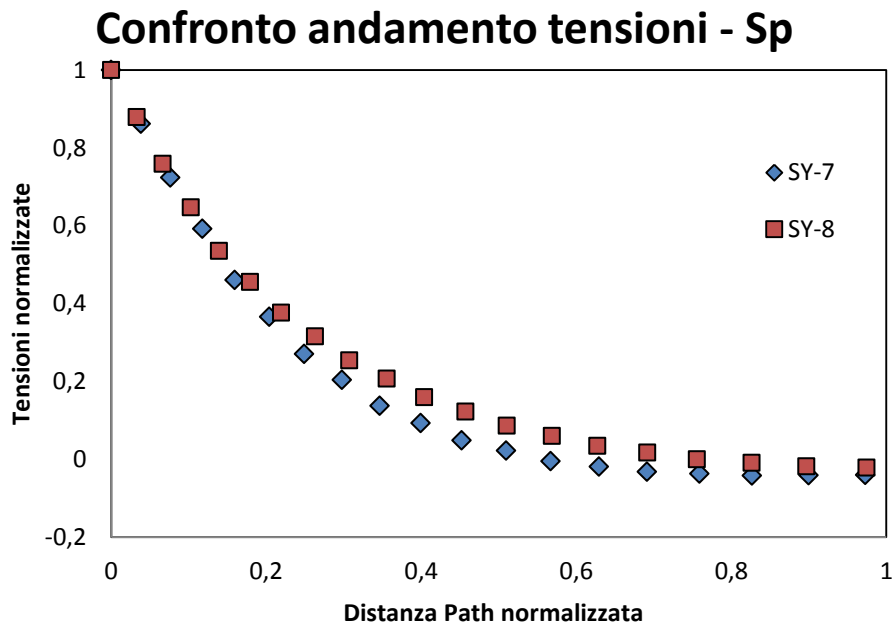
In direzione longitudinale i coefficienti hanno variazioni massime pari al 2% circa, mentre radialmente sono presenti differenze anche del 50% a livello di coefficienti.

Modello 7 – Modello 8

L'ultimo confronto si esegue tra i modelli aventi rapporto diametrale massimo (0,75) e minimo (0,5). Si è scelto appositamente di non aggiungere il Modello 4 (rapporto diametrale = 0,8) dal momento che l'andamento tra i campi di tensione non segue nemmeno l'andamento tipico presente in tutti gli altri.



A livello di tensione radiale è presente una traslazione della curva: l'albero di dimensioni minori presenta un campo tensionale caratterizzato da un esaurimento delle tensioni più marcato nella parte iniziale, arrivando ad un valore nullo già dopo una distanza pari alla metà di quella totale considerata. Aumentando la dimensione dell'albero, si nota una traslazione dei risultati verso destra: è necessaria una distanza maggiore affinché gli effetti di bordo si annullino.



A livello di tensione longitudinale, invece, non è presente una marcata differenza come nel caso di tensione radiale.

Si può evidenziare uno scostamento dei risultati nella parte centrale del Path, in cui le tensioni normalizzate del Modello 7 sono inferiori a quelle del caso di albero maggiore.



### 7.7.7 CONFRONTI TRA I COEFFICIENTI DELLE POLINOMIALI

Di seguito sono riportati i coefficienti delle polinomiali di grado 3 relative ai modelli introdotti relativi, rispettivamente, alla tensione longitudinale e a quella radiale.

**poli 3 SY**

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m6</i>	-2,163	4,7532	-3,6098	0,9628
<i>m7</i>	-2,3712	5,3731	-4,0663	0,9991
<i>m8</i>	-2,1152	4,7065	-3,6273	0,9816
<i>m123</i>	-2,2187	5,0824	-3,9382	1,0124

**poli 3 SX**

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m6</i>	-2,2164	4,949	-3,7881	1,02
<i>m7</i>	-3,6719	7,3746	-4,7375	0,9749
<i>m8</i>	-1,1307	3,3054	-3,2929	1,1132
<i>m123</i>	-3,4076	7,0111	-4,6919	1,0333

I coefficienti riportati indicano una buona relazione a livello di tensione longitudinale, mentre per quanto riguarda le tensioni radiali la polinomiale di riferimento descrive in maniera più imprecisa l'andamento del campo tensionale.

A livello di singoli modelli, invece, si dimostra che con un rapporto di 0,5 i coefficienti relativi al polinomio del caso sono i più distanti dai valori del polinomio di riferimento.

## 7.8 CONFRONTO RELAZIONI NUMERICHE

Per portare a termine un confronto completo tra le relazioni trovate sono riportati di seguito i coefficienti dei polinomi di grado 3 individuati in tutti gli 8 casi risolti e della relazione numerica creata.

### Tensioni radiali

<i>poli 3</i>	<i>SX</i>			
<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	-2,9266	6,3012	-4,4546	1,0422
<i>m2</i>	-3,4193	6,9812	-4,6532	1,0329
<i>m3</i>	-3,8769	7,7509	-4,9678	1,0249
<i>m4</i>	-5,8276	9,5441	-4,3487	0,4782
<i>m5</i>	-2,7819	5,9376	-4,2682	1,0634
<i>m6</i>	-2,2164	4,949	-3,7881	1,02
<i>m7</i>	-3,6719	7,3746	-4,7375	0,9749
<i>m8</i>	-1,1307	3,3054	-3,2929	1,1132
<i>m123</i>	-3,4076	7,0111	-4,6919	1,0333

Tensioni longitudinali

*poli 3 SY*

<i>grado</i>	<i>3</i>	<i>2</i>	<i>1</i>	<i>0</i>
<i>m1</i>	-2,0379	4,8067	-3,8386	1,0118
<i>m2</i>	-2,0145	4,681	-3,7463	1,0183
<i>m3</i>	-2,6036	5,7595	-4,2296	1,007
<i>m4</i>	-4,8333	8,6155	-4,6467	0,7582
<i>m5</i>	-2,0543	4,6675	-3,6574	0,9852
<i>m6</i>	-2,163	4,7532	-3,6098	0,9628
<i>m7</i>	-2,3712	5,3731	-4,0663	0,9991
<i>m8</i>	-2,1152	4,7065	-3,6273	0,9816
<i>m123</i>	-2,2187	5,0824	-3,9382	1,0124

## 7.9 COMMENTI

Al termine di questi studi si è quindi trovata una relazione polinomiale di grado 3, la quale riesce a descrivere gli effetti di bordo delle tensioni longitudinali e radiali presenti alla fine dell'accoppiamento interferente, nella parte interna della struttura.

E' presente un solo caso dove entrambe le tensioni discostano totalmente dal modello di riferimento: si tratta del caso in cui il rapporto diametrico è pari a 0,8.

In tutti gli altri casi, invece, almeno una delle due tensioni è descritta in modo corretto dalla polinomiale di riferimento.

In particolare, a livello di tensione longitudinale normalizzata, nel range di rapporti 0,5-0,75 tutti gli andamenti possono essere descritti dalla polinomiale di grado 3 trovata.

Gli errori presenti, infatti, sono molto contenuti: questo si può verificare sia a livello di coefficienti delle polinomiali sia a livello di grafico.

Per quanto riguarda invece la tensione radiale, il discorso si complica: con rapporti tra i diametri inferiori a 0,6 le polinomiale non riesce a descrivere in modo corretto l'andamento degli effetti di bordo.

E' sconsigliabile utilizzare la relazione trovata senza eventuali correzioni dal momento che i risultati vengono sottostimati.

## ***Capitolo 8***

# **CONCLUSIONI**

In questa sezione teorica della tesi il lavoro è proseguito in modo lineare.

Dapprima, facendo riferimento all'articolo relativo alla costruzione dei modelli avente accoppiamento interferente, si è verificata la bontà dei risultati delle strutture analizzati nella sezione precedente a livello numerico.

I sotto modelli, difatti, dimostrano la correttezza negli spostamenti trovati da parte dei modelli aventi l'accoppiamento.

In questo modo è possibile valutare le geometrie generiche di albero e mozzo. Inizialmente si sono prese sole 5 geometrie su cui si è verificata innanzitutto la correttezza della teoria dei gusci spessi.

Dopodiché si è passati a studiare gli andamenti dei campi tensionali nei punti estremi dell'accoppiamento.

La parte di interesse della tesi, relativa agli effetti di bordo, ha dimostrato la presenza di un campo tensionale decrescente con un andamento simile in quasi tutti i casi.

A questo punto è stato possibile prendere a riferimento una soluzione tra quelle presenti per individuare una polinomiale che possa legare i campi di tensione normalizzati longitudinali e radiali.

L'attenzione si è posta nei modelli avente rapporto diametrale pari a 0,7 (Modelli 1, 2 e 3). Il grado che più avvicina i risultati tra loro è un'equazione del terzo ordine: confrontando con i 5 modelli creati si è individuata un'ottima approssimazione, ad eccezione del caso in cui il rapporto tra i diametri è pari a 0,8.

Come ulteriore riprova dei risultati trovati si sono analizzati altri tre modelli.

I risultati trovati devono essere divisi per quanto riguarda tensioni longitudinali e tensioni radiali.

A livello longitudinale, difatti, per rapporti tra i diametri compresi nel range 0,5-0,75 il campo tensionale è ben descritto dalla polinomiale di riferimento che si è individuato.

L'unico caso che non rientra in questa relazione è il Modello 4: un valore del rapporto pari a 0,8 distorce i risultati in modo accentuato, così da non essere possibile, anche con fattori di riduzione, descrivere l'andamento del campo.

Dal momento che solo passando da un rapporto di 0,75 a 0,8 il risultato è molto diverso, uno spessore di mozzo troppo ridotto può comportare la presenza di distorsioni ed effetti derivanti dai bordi e dall'accoppiamento stesso.

In tutti gli altri casi la relazione trovata è comunque buona, anche senza coefficienti correttivi.

A livello di tensione radiale, invece, la polinomiale di riferimento descrive bene gli andamenti solamente nel range 0,6-0,75.

Con valori inferiori, infatti, vengono a crearsi polinomiali diverse, in cui l'effetto tensionale di bordo viene dissipato in modo più repentino rispetto agli altri casi.

Caso completamente diverso si ha nel Modello 4: col rapporto diametrale di 0,8 non è presente un andamento puramente decrescente della tensione, ma è presente un minimo di compressione.

Questo dimostra in modo ancora più marcato come un mozzo troppo sottile sia troppo disturbato da effetti esterni e interni per poter essere descritto da una funzione.

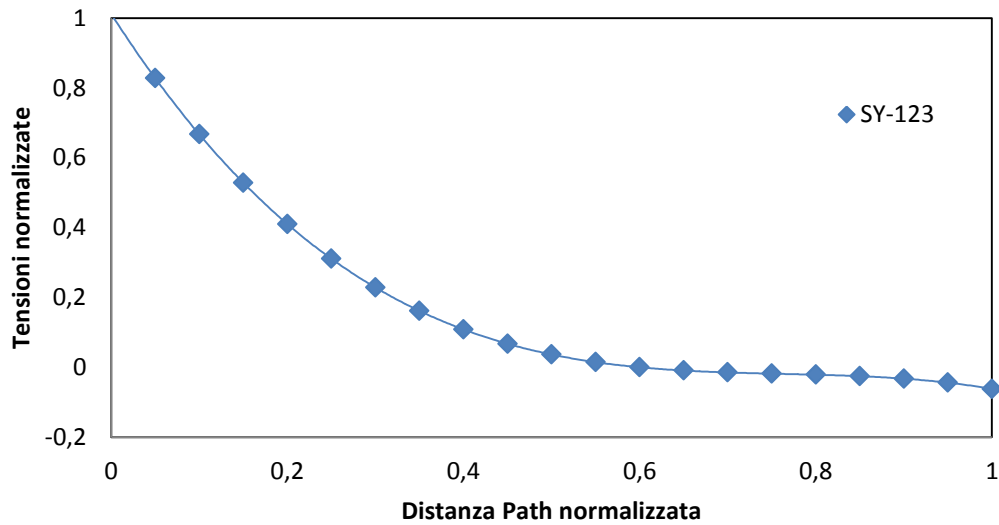
Si ricorda inoltre che le misure utilizzate come rapporti tra i diametri sono quelli più usati nella tecnica: per albero e mozzo, infatti, i numeri a cui fanno riferimento i manuali di progettazione sono contenuti nel range 0,5-0,7.

Riassumendo si hanno i seguenti risultati analitici:

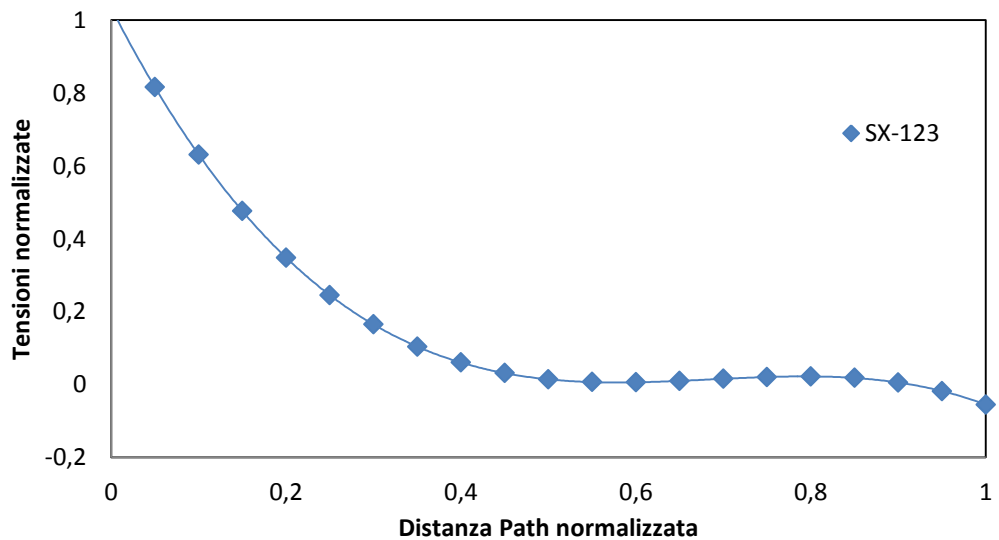
$$\begin{cases} Sr = -3,4076z^3 + 7,0111z^2 - 4,6919z + 1,0333 & \text{con } \left(\frac{d_i}{d_e} = 0,6 - 0,75\right) \\ Sp = -2,2187z^3 + 5,0824z^2 - 3,9382z + 1,0124 & \text{con } \left(\frac{d_i}{d_e} = 0,5 - 0,75\right) \end{cases}$$

Graficamente l'andamento tensionale è invece:

### Sp-123



### Sr-123







# **APPENDICE**

*Appendice A.1*

**DISEGNI TECNICI 2D DEI RULLI DI  
PARTENZA**

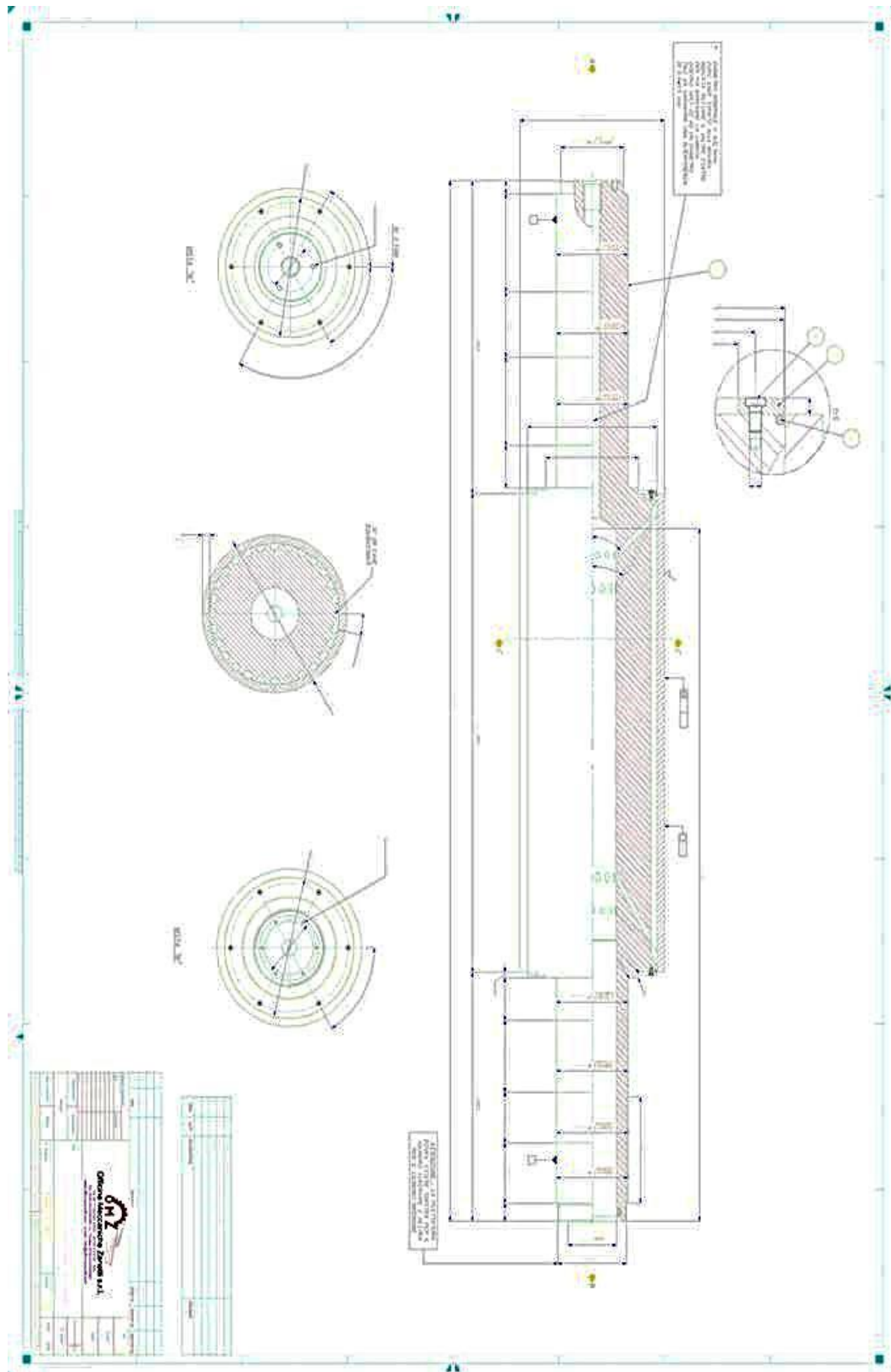


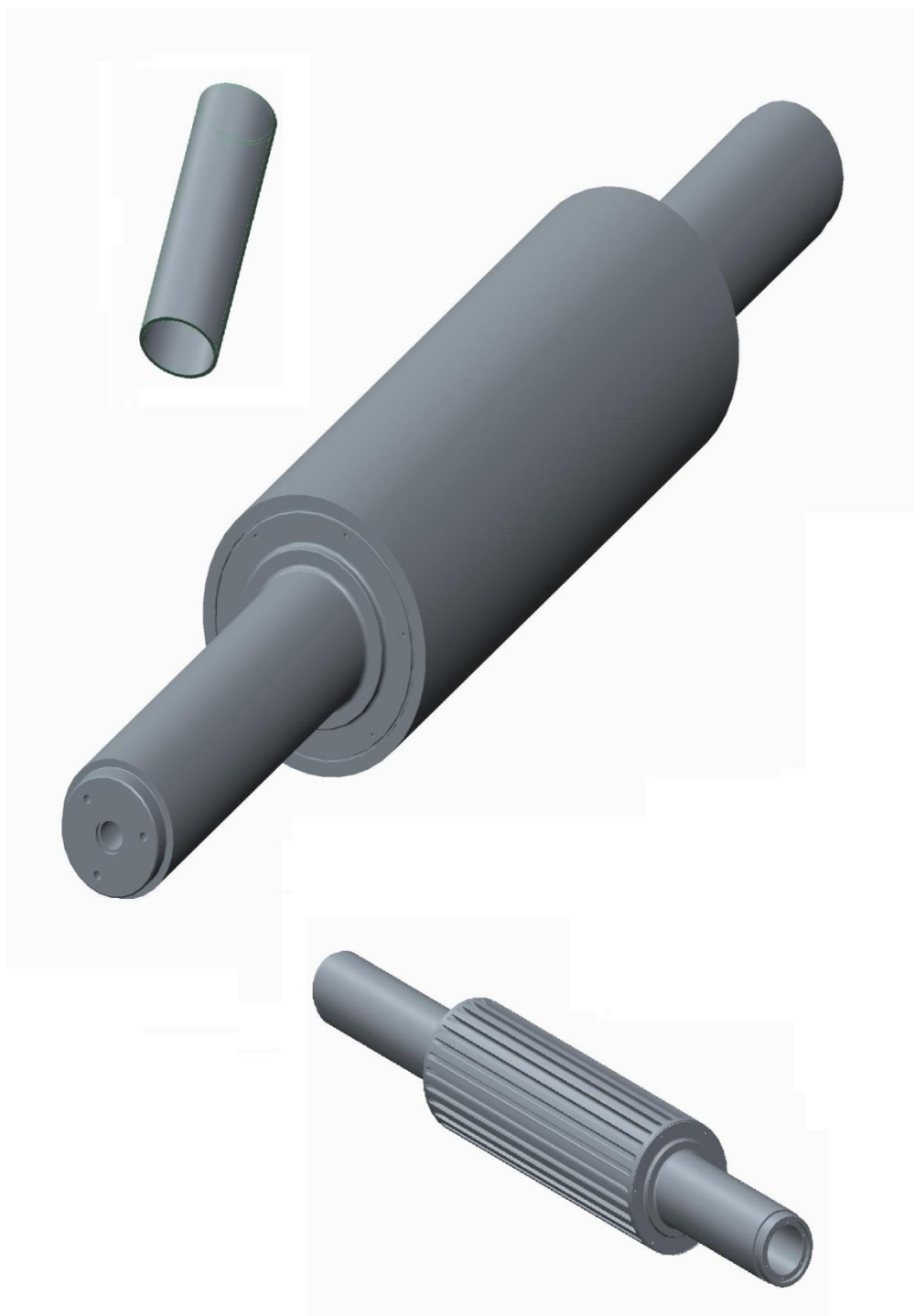
Figura A.1.1: Disegno tecnico dell'assieme rullo e camicia





*Appendice A.2*

**RAPPRESENTAZIONI GRAFICHE 3D**



*Figura A.2.1: Assonometrie del rullo accoppiato con interferenza alla camicia*



*Figura A.2.2: Assonometrie del rullo costituito da blocco unico*



## **BIBLIOGRAFIA**

Frederic Lanoue, Aurelian Vadean, Bernard Sanschagrin: Finite element analysis and contact modelling considerations of interference fits for fretting fatigue strength calculations. *Simulation Modelling Practice and Theory* 17 (2009) 1587-1602

Frederic Lanoue, Aurelian Vadean, Bernard Sanschagrin: Fretting fatigue strength reduction factor for interference fits. *Simulation Modelling Practice and Theory* 19 (2011) 1811-1823

Fatigue strength of a fork-pin equivalent coupling in terms of the local strain energy density. *Materials and Design* 29 (2008) 1780-1792

Interference Fit and Pin Pull-Out Contact Analysis.

[http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/contact\\_ff.html](http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/contact_ff.html)

Erdogan Madenci, Ibrahim Guven: *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using Ansys*. Springer (2006)

Thick Walled Cylinders.

<http://courses.washington.edu/me354a/Thick%20Walled%20Cylinders.pdf>

Fatigue safety factor general formula proposition for the prestressed components subjected to arbitrary CA stress cycling process.

<http://imechanica.org/files/Fatigue%20SF.pdf>

Paolo Lazzarin: Fondamenti di costruzioni di macchine, Libreria Cortina.  
Padova

Pornaro N., 2011. Modellazione numerica e analisi dei campi tensionali in corpi intagliati di interesse industriale. Prova finale in Ingegneria dell'Innovazione del Prodotto, Università di Padova

Twin Roll Casting, U.S.Patent 5,383,515; 27 Gennaio 1999

Twin Roll Casting, Poirier Et. Al, U.S.Patent, 6,679,313; 20 Gennaio 2004

Niemann/Winter: Elementi di Macchine Vol. 1. Est-Springer, Edizioni di Scienza e Tecnica, Milano (1983)

Damir Jelasca: Fatigue safety factor general formula proposition for the prestressed

Contact Stresses, Chapter 9.

<http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9780470172681.ch9/summary>

Shigley, Mischke & Budynas: Machine Design Tutorial 4-20: Hertz Contact Stresses.

[http://highered.mcgraw-hill.com/sites/dl/free/0072520361/82833/Ch04\\_Section20\\_Hertz\\_Contact\\_Stresses.pdf](http://highered.mcgraw-hill.com/sites/dl/free/0072520361/82833/Ch04_Section20_Hertz_Contact_Stresses.pdf)

Giovanni Meneghetti, Mattia Manzolaro, Marino Quaresimin:  
Introduzione all'analisi strutturale statica con il codice di calcolo Ansys,  
Edizioni Libreria Progetto, Padova

Giovanni Meneghetti, Mattia Manzolaro: Introduzione all'analisi termica  
con il codice di calcolo Ansys, Edizioni Libreria Progetto, Padova