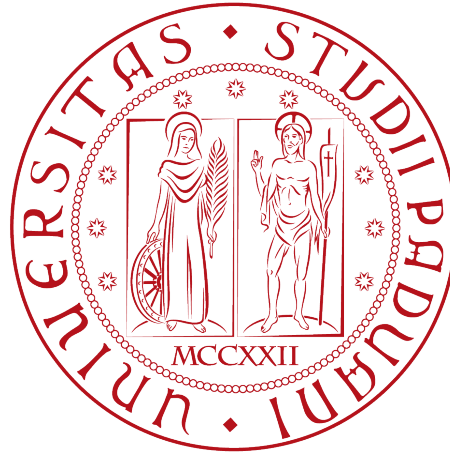


**Università degli Studi di Padova**

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



**Applicazione del Peak Stress Method alla previsione  
di vita a fatica di giunti saldati in lega leggera  
soggetti a stati di tensione multiassiali**

Relatore: Prof. Giovanni Meneghetti

Correlatore: Prof. Alberto Campagnolo

Correlatore: Ing. Alberto Visentin

Autore: Federico Simonaggio

Anno accademico 2021/2022





A tutti coloro che mi hanno sostenuto durante il cammino,  
conservo un debito che mai sarò in grado di ripagare.



# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione ai metodi di progettazione per giunti saldati</b>	<b>1</b>
1.1	Intagli acuti . . . . .	1
1.2	Metodo NSIF . . . . .	1
1.2.1	Fondamenti teorici dell'approccio NSIF . . . . .	1
1.2.2	Applicazione FEM dell'approccio NSIF . . . . .	3
1.3	Metodo SED . . . . .	3
1.3.1	Fondamenti teorici del metodo SED . . . . .	3
1.3.2	Applicazione FEM dell'approccio SED . . . . .	5
1.4	Peak Stress Method (PSM) . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Addestramento 2D</b>	<b>15</b>
2.1	Geometrie . . . . .	15
2.2	Analisi agli elementi finiti . . . . .	16
2.2.1	Element type & Material . . . . .	16
2.2.2	Mesh metodo NSIF . . . . .	16
2.2.3	Mesh metodo SED . . . . .	20
2.2.4	Mesh PSM . . . . .	23
2.2.5	Applicazione di vincoli e carichi . . . . .	25
2.3	Estrapolazione dei risultati . . . . .	27
2.3.1	Metodo NSIF . . . . .	27
2.3.2	Metodo SED . . . . .	32
2.3.3	Peak Stress Method . . . . .	32
2.4	Elaborazione statistica e bande di dispersione . . . . .	33
2.5	Commento dei risultati . . . . .	37
<b>3</b>	<b>Addestramento 3D</b>	<b>39</b>
3.1	Geometria . . . . .	39
3.2	Analisi FEM con elementi cubici (SOLID 185) . . . . .	40
3.2.1	Element type & Material . . . . .	41
3.2.2	Introduzione al "submodeling" . . . . .	41
3.2.3	"Mainmodel" . . . . .	41
3.2.4	"Submodel" . . . . .	44
3.3	Analisi FEM con elementi tetraedrici (SOLID 285 & SOLID 187) . . . . .	48
3.3.1	Element type & Material . . . . .	49
3.3.2	Modellazione geometrica . . . . .	49
3.3.3	Mesh PSM . . . . .	50
3.3.4	Applicazione di carichi e vincoli . . . . .	51
3.4	Estrapolazione ed analisi dei risultati . . . . .	52
3.4.1	Estrapolazione della tensione di picco . . . . .	52
3.4.2	Calcolo della tensione equivalente di picco . . . . .	53
3.4.3	Confronto dei risultati e banda PSM . . . . .	56
<b>4</b>	<b>Analisi Costa</b>	<b>61</b>
4.1	Dettagli sperimentali . . . . .	61
4.1.1	Estrazione delle tensioni nominali . . . . .	63
4.2	Modellazione geometrica . . . . .	66
4.2.1	Geometria in Ansys Mechanical APDL . . . . .	67
4.2.2	Geometria in Ansys Mechanical Enterprise . . . . .	67
4.3	Mesh PSM . . . . .	68
4.4	Carichi e vincoli . . . . .	69
4.4.1	Flessione . . . . .	70
4.4.2	Torsione . . . . .	71
4.5	Estrapolazione dei risultati . . . . .	73

4.5.1	Ansys Mechanical APDL . . . . .	73
4.5.2	App ACT PSM . . . . .	74
4.6	Presentazione dei risultati . . . . .	74
<b>5</b>	<b>Analisi Macdonald</b> . . . . .	<b>79</b>
5.1	Dettagli sperimentali . . . . .	79
5.2	Modellazione geometrica . . . . .	81
5.2.1	Geometria in Ansys Mechanical APDL . . . . .	82
5.2.2	Geometria in Ansys Mechanical Enterprise . . . . .	82
5.3	Mesh PSM . . . . .	83
5.4	Carichi e vincoli . . . . .	85
5.5	Estrapolazione dei risultati . . . . .	86
5.5.1	Ansys Mechanical APDL . . . . .	86
5.5.2	App ACT PSM . . . . .	87
5.6	Presentazione dei risultati . . . . .	87
<b>6</b>	<b>Analisi dello sterzo di uno scooter elettrico</b> . . . . .	<b>91</b>
6.1	Condizione di carico orizzontale . . . . .	92
6.1.1	Prove a fatica . . . . .	93
6.2	Geometria analizzata . . . . .	94
6.3	Confronto della geometria CAD con la geometria reale . . . . .	95
6.4	Mesh PSM . . . . .	97
6.5	Applicazione di carichi e vincoli . . . . .	99
6.6	Estrapolazione dei risultati . . . . .	102
6.6.1	Ansys Mechanical APDL . . . . .	102
6.6.2	App ACT PSM . . . . .	103
6.7	Presentazione dei risultati . . . . .	104
6.8	Approfondimento radice semplificata . . . . .	110
<b>7</b>	<b>Analisi del telaio di uno scooter elettrico</b> . . . . .	<b>113</b>
7.1	Modellazione geometrica . . . . .	113
7.2	Confronto sezione tubolare principale . . . . .	116
7.3	Connections . . . . .	118
7.3.1	Contatti “Bonded” . . . . .	118
7.3.2	Elementi “beam” . . . . .	119
7.4	Mesh PSM . . . . .	120
7.5	Carichi e vincoli . . . . .	123
7.6	Presentazione dei risultati . . . . .	123
<b>8</b>	<b>Sintesi dei risultati e conclusioni</b> . . . . .	<b>129</b>
8.1	Confronto tra gli approcci Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise . . . . .	129
8.2	Principali difficoltà riscontrate . . . . .	129
8.3	Previsioni dall’applicazione del Peak Stress Method . . . . .	129
8.4	Conclusioni . . . . .	130
<b>A</b>	<b>Codici APDL Addestramenti</b> . . . . .	<b>A.1-2</b>
A.1	Addestramento 2D . . . . .	A.1-2
A.2	Addestramento 3D . . . . .	A.2-10
A.2.1	Brick-8-node SOLID185 . . . . .	A.2-10
A.2.2	Tetra-4-node SOLID285 e Tetra-10-node SOLID187 . . . . .	A.2-1
<b>B</b>	<b>Guide all’uso di Ansys per analisi strutturali</b> . . . . .	<b>B.1-13</b>
B.1	Guida all’uso di Ansys Mechanical APDL per analisi strutturali con il Peak Stress Method . . . . .	B.1-13
B.1.1	Element type & Material . . . . .	B.1-13
B.1.2	Importazione della geometria da SolidWorks . . . . .	B.1-15
B.1.3	Mesh secondo il Peak Stress Method . . . . .	B.1-17
B.1.4	Applicazione di carichi e vincoli . . . . .	B.1-18
B.1.5	Solution . . . . .	B.1-20
B.1.6	Estrapolazione dei risultati . . . . .	B.1-20

B.1.7	Rielaborazione dei risultati su Excel . . . . .	B.1-22
B.2	Guida all'uso di Ansys Workbench per analisi strutturali con il Peak Stress Method . . . . .	B.2-23
B.2.1	Engineering Data . . . . .	B.2-23
B.2.2	Geometry . . . . .	B.2-24
B.2.3	Model . . . . .	B.2-24
B.2.4	Static Structural . . . . .	B.2-26
B.2.5	Solution . . . . .	B.2-28
B.2.6	Utilizzo di App ACT PSM . . . . .	B.2-29
<b>C</b>	<b>Integrazioni analisi Costa</b>	<b>C.0-1</b>
<b>D</b>	<b>Integrazioni analisi Macdonald</b>	<b>D.0-1</b>
<b>E</b>	<b>Integrazioni analisi scooter elettrico</b>	<b>E.0-1</b>
<b>F</b>	<b>Macro in Mechanical APDL</b>	<b>F.1-1</b>
F.1	Geometria di riferimento . . . . .	F.1-1
F.2	Macro APDL . . . . .	F.2-4
F.3	Uso della macro APDL . . . . .	F.3-8
F.4	Rielaborazione dei risultati in Excel . . . . .	F.4-14



# CAPITOLO 1: Introduzione ai metodi di progettazione per giunti saldati

Durante lo svolgimento di questa tesi di laurea magistrale si avrà modo di sperimentare l'applicazione di uno dei più recenti metodi di progettazione per giunti saldati, il Peak Stress Method, al fine di stimare correttamente due fattori di particolare importanza: la zona d'innescò della cricca e la vita a fatica dei componenti esaminati. Prima di giungere alle conclusioni appena esposte, risulta utile porre le fondamenta teoriche sulle quali si basa il metodo stesso e far pratica nella sua applicazione. Per questi motivi, nel prossimo paragrafo si propone una breve introduzione ai principali metodi di progettazione per giunti saldati: Metodo NSIF, Metodo SED, Peak Stress Method.

Nei prossimi capitoli si avrà modo di applicare i tre metodi appena citati ad alcune semplici geometrie bidimensionali, in modo da poter confrontare la coerenza dei risultati tra i metodi, ed il solo Peak Stress Method ad un caso più complesso tridimensionale, tuttavia variando la tipologia di elemento finito utilizzato. Il tutto servirà, senza dubbio, all'autore per mettere in pratica conoscenze fin d'ora solamente teoriche apprese durante il corso di Costruzione di Macchine, ed, in caso, al lettore per familiarizzare con il Peak Stress Method, prima di giungere ad analisi più complesse.

## 1.1 Intagli acuti

Nel campo della meccanica della frattura lineare elastica (MFLE), Smith e Miller dimostrarono come sia possibile considerare equivalente il comportamento a fatica di un provino con un intaglio a spigolo vivo, ovvero con raggio di raccordo ad apice intaglio nullo ( $\rho = 0$ ), ed uno avente un raggio di raccordo molto piccolo, ma non nullo ( $\rho \neq 0$ ) [38]. In particolare, questo comportamento si può ritenere vero quando  $\rho \lesssim 4 \cdot a_0$ , ove  $a_0$  è detta dimensione di cricca caratteristica, in tali casi è possibile parlare di intagli acuti. Nel caso d'interesse, le strutture saldate presentano proprio le caratteristiche appena descritte, si pensi ad esempio all'intaglio presente sul piede cordone  $2\alpha = 135^\circ$ .

## 1.2 Metodo NSIF

### 1.2.1 Fondamenti teorici dell'approccio NSIF

Il primo dei metodi analizzati si basa sul calcolo dei "Fattori di Intensificazione delle Tensioni", tradotto dall'inglese "Notch Stress Intensity Factors" (NSIFs). Le ipotesi di lavoro principali a fondamento del metodo possono riassumersi in:

- soli casi piani di sollecitazione (modo I+II);
- zona plastica di ridotte dimensioni (validità delle equazioni lineari elastiche);
- intagli acuti ( $0 \leq \rho \lesssim 4 \cdot a_0$ );
- materiale continuo a comportamento isotropo lineare elastico.

Rispettando le ipotesi di lavoro poste sopra, facendo riferimento ad un sistema di coordinate cilindriche del tipo descritto in Figura 1.1, è possibile descrivere lo stato tensionale prossimo all'apice intaglio attraverso le equazioni di Irwin-Williams, che si presentano in questa forma:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{rr} \\ \sigma_{\theta\theta} \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix} = \frac{K_1}{\sqrt{2\pi} \cdot r^{1-\lambda_1}} \cdot \begin{Bmatrix} f_{rr}(\theta) \\ f_{\theta\theta}(\theta) \\ f_{r\theta}(\theta) \end{Bmatrix}_1 + \frac{K_2}{\sqrt{2\pi} \cdot r^{1-\lambda_2}} \cdot \begin{Bmatrix} f_{rr}(\theta) \\ f_{\theta\theta}(\theta) \\ f_{r\theta}(\theta) \end{Bmatrix}_2 \quad (1.1)$$

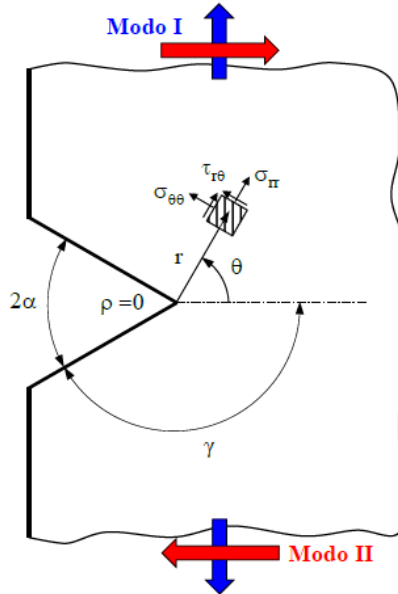


Figura 1.1: Rappresentazione di un generico intaglio acuto di apertura  $2\alpha$  con relativo sistema di riferimento cilindrico centrato ad apice intaglio e schema tensionale del generico elementino alle coordinate  $(r, \theta)$ .

I termini a secondo membro dell'equazione (1.1) rappresentano proprio i contributi di modo I e II di sollecitazione dell'intaglio. I termini  $1 - \lambda_1$  e  $1 - \lambda_2$  rappresentano i gradi di singolarità, che dipendono dall'angolo di apertura  $2\alpha$  dell'intaglio, come è possibile osservare in Figura 1.2.

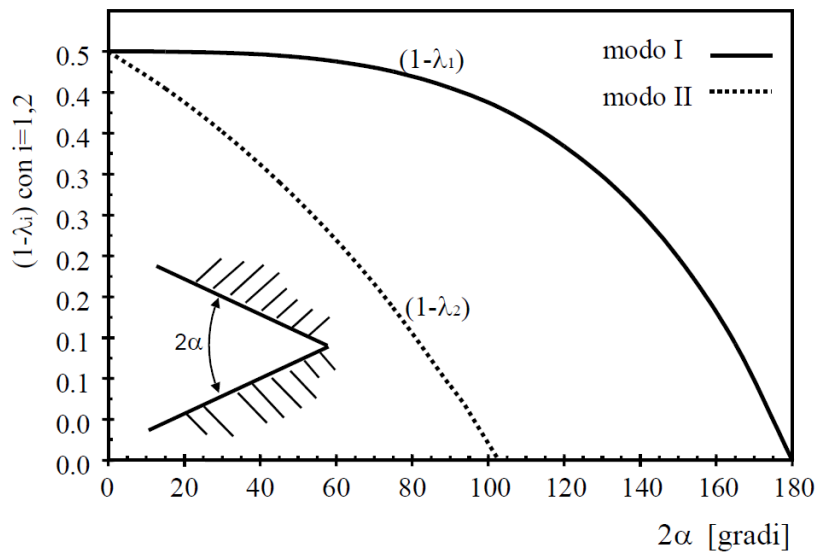


Figura 1.2: Andamento dei gradi di singolarità  $1 - \lambda_1$  e  $1 - \lambda_2$  in funzione dell'angolo di apertura  $2\alpha$  dell'intaglio acuto.

Si può notare come le tensioni legate al modo I di sollecitazione siano singolari (per  $r \rightarrow 0, \sigma_i \rightarrow \infty$ ) per qualunque valore di  $2\alpha$  (fino a  $180^\circ$ ), mentre quelle di legate al modo II lo siano solo per  $2\alpha \leq 102^\circ$ . Il valore massimo dei gradi di singolarità viene raggiunto per  $2\alpha = 0^\circ$ , quando  $(1 - \lambda_1) = (1 - \lambda_2) = 0.5$ , ovvero il classico caso di cricca a facce parallele della meccanica della frattura lineare elastica (MFLE).



I termini  $K_1$  e  $K_2$  sono proprio i Notch Stress Intensity Factors (NSIFs) lineari elastici. Esprimono l'intensità del campo asintotico locale in prossimità dell'apice intaglio, si posso esprimere attraverso le definizioni fornite da Gross e Mendelson [16] in questa forma:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} r^{1-\lambda_1} \cdot \sigma_{\theta\theta}(r, \theta = 0) \quad (1.2a)$$

$$K_2 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} r^{1-\lambda_2} \cdot \tau_{r\theta}(r, \theta = 0) \quad (1.2b)$$

Si evidenzia fin d'ora un grande limite del metodo, che sarà superato nei successivi approcci: l'unità di misura dei termini  $K_i$  è dipendente dall'angolo di apertura dell'intaglio ( $MPa \cdot m^{1-\lambda_i}$ ), di conseguenza risulta impossibile confrontare la resistenza di intagli con angoli di apertura  $2\alpha$  differenti.

## 1.2.2 Applicazione FEM dell'approccio NSIF

Risulta chiaro che le equazioni (1.2), scritte in questa formulazione, siano applicabili solamente ad un dominio continuo (quale di fatto è la realtà fisica), tuttavia per trasportare il significato fisico di tali equazioni ad un ambiente virtuale, come quello dei software agli elementi finiti (Ansys®) urge adoperare una discretizzazione. Di conseguenza, nel calcolo degli NSIFs, la distanza radiale  $r$  si trasformerà in una serie di distanze dall'apice intaglio in direzione della bisettrice dell'angolo di apertura  $2\alpha$ , la tensione  $\sigma_{ii}$  diventerà una serie di valori di tensione in direzione perpendicolare alla bisettrice ed infine il limite si potrà esprimere sotto forma di sommatoria mediata sul numero totale dei valori considerati, come è possibile osservare nell'equazione (1.3) di seguito, ove a titolo di esempio si considera il solo NSIF di modo I:

$$\Delta K_1 = \sqrt{2\pi} \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta r^{1-\lambda_1} \cdot \Delta \sigma_{\theta\theta}) \quad (1.3)$$

Diagrammando in un grafico doppio logaritmico i lavori della serie di tensioni in funzione della serie di distanze dall'apice intaglio si otterranno una serie di punti che possono essere ben approssimati da una retta, che al livello teorico avrebbe pendenza pari proprio a  $1 - \lambda_1$ , nella pratica si raggiungono valori estremamente simili.

Il metodo NSIF risulta il più rigoroso dal punto di vista teorico ed anche il più preciso per la corretta stima dei coefficienti  $K_i$ , tuttavia allo stesso tempo è caratterizzato anche da alcuni svantaggi, quali:

- la necessità di una mesh estremamente fitta, con una dimensione di elemento in corrispondenza dell'apice intaglio  $\sim 10^{-5}mm$ , ed una conseguente dilatazione dei tempi di calcolo;
- come output dell'analisi una serie di coppie di valori, di conseguenza un certo lavoro di rielaborazione prima di giungere al risultato voluto.

## 1.3 Metodo SED

### 1.3.1 Fondamenti teorici del metodo SED

Il metodo SED, proposto da Lazzarin e Zambardi [18], si basa sul calcolo di una particolare forma di energia. Nel dettaglio, impone come parametro critico per la resistenza strutturale la densità di energia di deformazione (Strain Energy Density) mediata su un settore circolare di raggio  $R_0$  centrato sull'apice intaglio, che risulta essere proprietà caratteristica del materiale considerato. Riprendendo l'idea di volume strutturale elementare, coniata da Neuber, in base alla quale ogni materiale sia sensibile allo stato tensionale medio all'interno del proprio volume strutturale.

In un caso piano, la densità di energia di deformazione è esprimibile attraverso l'equazione (1.4) in un sistema di riferimento cilindrico del tipo esposto a Figura 1.1:

$$W(r, \theta) = \frac{1}{2} \sigma_{rr} \cdot \varepsilon_{rr} + \frac{1}{2} \sigma_{\theta\theta} \cdot \varepsilon_{\theta\theta} + \frac{1}{2} \sigma_{zz} \cdot \varepsilon_{zz} + \frac{1}{2} \frac{\tau_{r\theta}^2}{G} \quad (1.4)$$

Tralasciando alcuni passaggi di carattere puramente matematico per giungere al risultato, è possibile esprimere

l'energia di deformazione mediata attraverso l'equazione (1.5):

$$\bar{W} = \frac{1}{E} \left( e_1 \cdot \frac{K_1^2}{R_0^{2(1-\lambda_1)}} + e_2 \cdot \frac{K_2^2}{R_0^{2(1-\lambda_2)}} \right) \quad (1.5)$$

dove:

- i parametri  $e_i$  esprimono la dipendenza dei modi di sollecitazione (modo I e II) dall'angolo di apertura dell'intaglio, sono riportati in Tabella 1.1 i valori che assumono in corrispondenza degli angoli di maggior interesse ingegneristico per giunti in acciaio ed alluminio [33];
- il raggio  $R_0$  del volume strutturale, proprietà del materiale considerato, assume i valori di  $0.28mm$  e  $0.12mm$  rispettivamente per giunti saldati in acciaio ed alluminio [20].

Parameters depending on the notch opening angle  $2\alpha$ .

$2\alpha$ (°)	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	Aluminium $\nu = 0.33$			Steel $\nu = 0.3$		
				$e_1$	$e_2$	$e_3$	$e_1$	$e_2$	$e_3$
0	0.500	0.500	0.500	0.125	0.337	0.423	0.134	0.341	0.414
90	0.545	0.909	0.667	0.138	0.168	0.318	0.146	0.168	0.310
120	0.616	-	0.750	0.124	-	0.282	0.130	-	0.276
135	0.674	-	0.800	0.113	-	0.256	0.117	-	0.259

Tabella 1.1: Valori dei parametri  $\lambda_i$  ed  $e_i$  calcolati per gli angoli di maggior interesse ingegneristico [33].

Noto il valore dei termini dell'equazione (1.5) è possibile calcolare il parametro SED mediato per ogni potenziale punto di innesco di una cricca a fatica, potendo confrontare i risultati ottenuti, poichè saranno dimensionalmente coerenti ed avranno l'unità di misura di un'energia. Ciò ha permesso di costruire un'unica banda di progettazione che correla la vita a fatica del giunto con il parametro caratteristico del metodo, un esempio di banda di progettazione per giunti saldati in alluminio è fornito in Figura 1.3 [20].

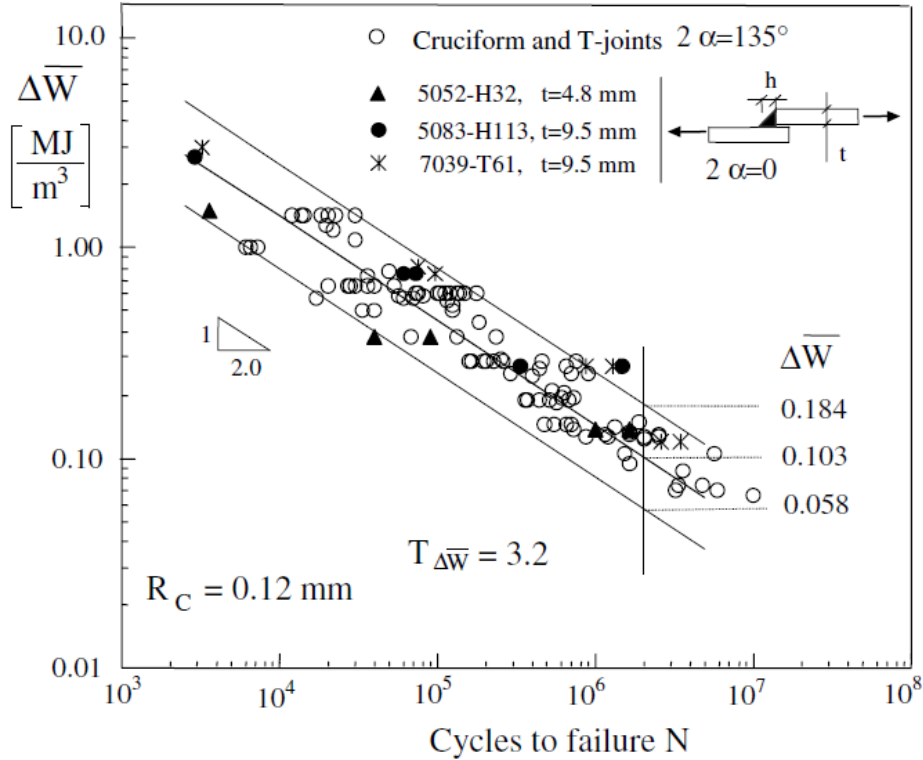


Figura 1.3: Banda di dispersione per l'approccio SED per giunti saldati in alluminio [20].

### 1.3.2 Applicazione FEM dell'approccio SED

Esistono vari approcci per calcolare il SED mediato attraverso un'analisi agli elementi finiti:

- calcolo degli NSIFs applicando la definizione (Paragrafo 1.2) per poi utilizzare l'equazione (1.5). Il principale svantaggio di questo approccio è il medesimo evidenziato al paragrafo precedente, ovvero la necessità di generare una mesh estremamente fitta in prossimità dell'apice intaglio;
- calcolo diretto del SED attraverso il software agli elementi finiti. Infatti, la gran parte dei software permette il calcolo diretto di volume ed energia di deformazione, l'ovvio successivo passaggio consiste nel fare il rapporto tra i due dati forniti in output dal software. Il principale vantaggio di questo approccio si trova nella possibilità di adoperare mesh molto più rade rispetto al caso precedente, poichè si dimostra che il metodo SED è sostanzialmente insensibile alla conformazione della mesh [19], la dimensione media di elemento può essere al più  $\sim R_0$ . Di contro è richiesta l'ulteriore modellazione del volume di controllo;
- rapida stima dei coefficienti  $K_i$  attraverso il PSM per poi utilizzare sempre l'equazione (1.5), tale approccio sarà approfondito in seguito.

### 1.4 Peak Stress Method (PSM)

Il Peak Stress Method (PSM) è un metodo semplificato, che si basa su analisi agli elementi finiti, al fine di stimare rapidamente i fattori di intensificazione delle tensioni (NSIFs). Risulta fin da subito chiaro il maggior punto di forza di questo approccio, ossia la rapidità di applicazione, che permette un risparmio in termini di tempo: sia per quanto riguarda l'effettivo tempo di calcolo impiegato dal software agli elementi finiti per risolvere il modello, che in termini di tempo di rielaborazione dei risultati da parte dell'analista. Infatti, prendendo a confronto il metodo NSIF, non sarà più necessario rielaborare un'intera distribuzione tensionale nell'intorno dell'apice intaglio, ma solamente il valore di picco nel nodo coincidente con l'apice intaglio.

Il PSM è in grado di fornire un'ottima stima dei coefficienti  $K_i$ , garantendo scostamenti massimi piuttosto contenuti (nel caso peggiore del 22%, nel migliore del 3%) rispetto ai valori ottenibili applicando la definizione formale degli NSIFs, utilizzando tuttavia una mesh grossolana (fino a 4 ordini di grandezza superiore rispetto a quella utilizzata per il metodo NSIF).

Nota l'importanza di questo metodo per il presente lavoro di tesi magistrale, si ritiene necessaria una trattazione più completa ed esaustiva rispetto ai due approcci esaminati in precedenza. Si tratterà fin dal principio il caso più generale possibile, considerando il giunto di Figura 1.4 [33] soggetto ad uno stato di tensione multi-assiale. Il giunto risulta vincolato sul piano XZ di figura e sollecitato a flessione e momento torcente. Sono inoltre rappresentate le componenti di tensione  $\sigma_{\theta\theta}$ ,  $\tau_{\theta r}$  e  $\tau_{\theta z}$  associate rispettivamente ai modi I, II e III di sollecitazione degli intagli presenti: a lato radice (circa  $2\alpha = 0^\circ$ ) e piede cordone di saldatura ( $2\alpha = 135^\circ$ ). Viene definito un coefficiente adimensionale per ogni modo di carico, che correla il fattore di intensificazione delle tensioni alla tensione locale di picco ad esso associata:

$$K_{FE}^* = \frac{K_1}{\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak} \cdot d^{1-\lambda_1}} \quad (1.6a)$$

$$K_{FE}^{**} = \frac{K_2}{\tau_{\theta r, \theta=0, peak} \cdot d^{1-\lambda_2}} \quad (1.6b)$$

$$K_{FE}^{***} = \frac{K_3}{\tau_{\theta z, \theta=0, peak} \cdot d^{1-\lambda_3}} \quad (1.6c)$$

il significato dei parametri presenti nelle equazioni (1.6) [33] è di seguito chiarito:

- $\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$ ,  $\tau_{\theta r, \theta=0, peak}$  e  $\tau_{\theta z, \theta=0, peak}$  sono le tensioni di picco definite in un sistema locale in coordinate cilindriche centrato sul nodo di apice intaglio;
- $K_i$  sono i fattori di intensificazione delle tensioni introdotti al Paragrafo 1.2 assieme ai gradi di singolarità  $\lambda_i$ ;
- $d$  rappresenta la dimensione media di elemento della mesh generata, si evidenzia questo sia un parametro di input nel software agli elementi finiti;
- infine,  $K_{FE}^i$  sono proprio i coefficienti adimensionali introdotti.

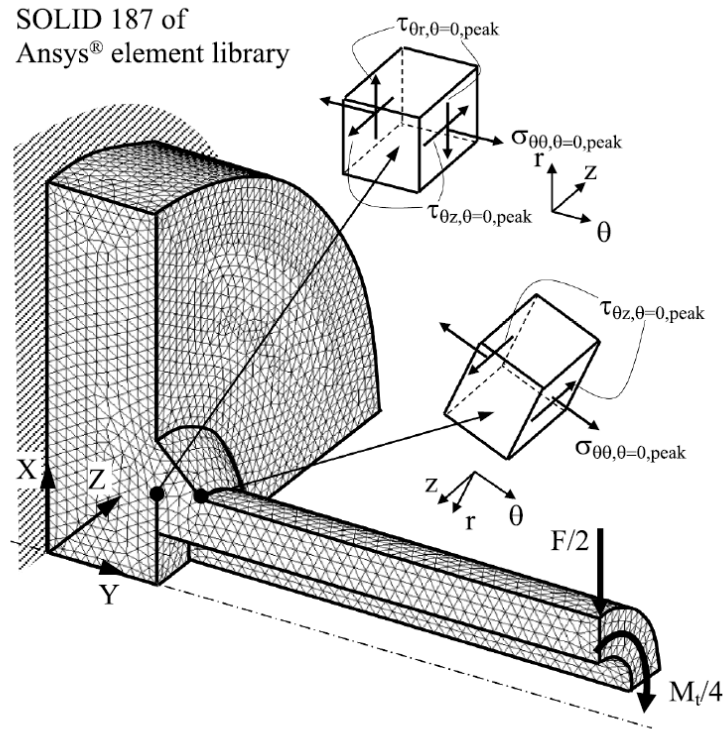


Figura 1.4: Giunto saldato tubo su flangia, visualizzazione della mesh con elementi SOLID 187 (libreria Ansys®), con rappresentazione delle tensioni  $\sigma_{\theta\theta}$ ,  $\tau_{\theta r}$  e  $\tau_{\theta z}$  riferite ad un sistema di coordinate cilindriche centrato nei nodi di apice intaglio (lato radice e piede cordone di saldatura) [33].

Ad oggi il metodo è stato calibrato su diversi software agli elementi finiti, dopo Ansys® che ha fatto da apripista, e per diverse tipologie di elemento. In Tabella 1.2 [33] sono riportati, in maniera sintetica, i valori che assumono i coefficienti adimensionali  $K_{FE}^i$  e le condizioni di applicabilità del PSM. Si evidenziano le seguenti condizioni di applicabilità del Peak Stress Method:

- il rapporto  $(a/d)_{min}$  che indica all'analista la minima dimensione di elemento da immettere come input nel software agli elementi finiti in funzione di una dimensione caratteristica  $a$  del modello;
- la dimensione caratteristica  $a$  è scelta sulla base dello schema riportato in Figura 1.5 [33], tale scelta potrà essere discussa e chiarita nei prossimi capitoli a seconda del caso affrontato;
- la verifica, a mesh generata, del corretto numero di elementi che condividono il nodo di apice intaglio.

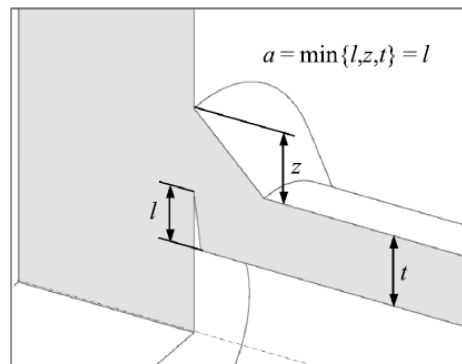


Figura 1.5: Schema per scegliere correttamente la dimensione caratteristica  $a$  [33].

Summary of parameters $K_{FE}^*$ , $K_{FE}^{**}$ , $K_{FE}^{***}$ and mesh density $a/d$ requirements to apply the PSM with Ansys®.										
Loading	FE analysis		PSM parameters	$2\alpha = 0^\circ$	$2\alpha = 90^\circ$	$2\alpha = 120^\circ$	$2\alpha = 135^\circ$	a-root side	a-toe side	
	2D/3D	FEtype#								
Mode I	2D	Plane-4	$K_{FE}^*$	$1.38 \pm 3\%$						
		3D+	Brick-8	$(a/d)_{min}$	3				min(1,z)	t
			Tetra-4	FE at notch tip	4	4	2	2		
				$K_{FE}^*$	$1.75 \pm 22\%$					
				$(a/d)_{min}$	3					
				FE at notch tip	not to be checked					
		Tetra-10	$K_{FE}^*$	$1.05 \pm 15\%$			$1.21 \pm 10\%$			
			$(a/d)_{min}$	3			1			
			FE at notch tip	not to be checked						
Mode II	2D	Plane-4	$K_{FE}^{**}$	$3.38 \pm 3\%$	$2.62 \pm 10\%$	-	-		min(1,z)	-
		3D+	Brick-8	$(a/d)_{min}$	14	10	-	-		
				FE at notch tip	4	4	-	-		
			Tetra-4	$K_{FE}^{**}$	$2.65 \pm 15\%$	$2.90 \pm 10\%$	-	-		
				$(a/d)_{min}$	3	1	-	-		
				FE at notch tip	not to be checked					
		Tetra-10	$K_{FE}^*$	$1.63 \pm 20\%$	$2.65 \pm 10\%$	-	-			
			$(a/d)_{min}$	1	1	-	-			
			FE at notch tip	not to be checked						
Mode III	2D	Plane-4	$K_{FE}^{***}$	$1.93 \pm 3\%$					min(1,z)	t
		3D+	Brick-8	$(a/d)_{min}$	12	-	-	3		
				FE at notch tip	4	-	-	2		
			Tetra-4	$K_{FE}^{***}$	$2.50 \pm 15\%$					
				$(a/d)_{min}$	5					
				FE at notch tip	not to be checked					
		Tetra-10	$K_{FE}^{***}$	$1.37 \pm 15\%$			$1.70 \pm 10\%$			
			$(a/d)_{min}$	3			3			
			FE at notch tip	not to be checked						

+ "Full graphics" option of Ansys® code must be activated when calculating peak stresses according to 3D PSM.

# FE of Ansys® code: Plane-4 = PLANE 182 (K-option 1 set to 3) or PLANE 25, Brick-8 = SOLID 185 (K-option 2 set to 3), Tetra-4 = SOLID 285, Tetra-10 = SOLID 187.

Tabella 1.2: Valori dei coefficienti adimensionali  $K_{FE}^i$  in base al modo di carico e all'elemento utilizzato per l'analisi FEM (libreria Ansys®), delle condizioni di applicabilità del PSM [33].

Si propone, di seguito, una trattazione estremamente sintetica di come è stato possibile ricavare il parametro caratteristico del metodo  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ . Risulta utile ricordare il fondamento teorico su cui si basa il PSM, che affonda le proprie radici nel SED mediato, presentato nella sua forma più generale nell'equazione (1.7) [33] in termini di ampiezza, come consueto nell'ambito della fatica:

$$\Delta\bar{W} = \left\{ c_{w1} \frac{e_1}{E} \left[ \frac{\Delta K_1}{R_0^{1-\lambda_1}} \right]^2 + c_{w2} \frac{e_2}{E} \left[ \frac{\Delta K_2}{R_0^{1-\lambda_2}} \right]^2 + c_{w3} \frac{e_3}{E} \left[ \frac{\Delta K_3}{R_0^{1-\lambda_3}} \right]^2 \right\} \quad (1.7)$$

dove  $E$  è il modulo elastico di Young del materiale considerato, mentre i coefficienti  $c_{wi}$  sono stati introdotti per tener conto dell'effetto del rapporto di carico  $R_i$  dell' $i$ -esimo modo di carico, definiti come segue [33]:

$$c_{wi}(R_i) = \begin{cases} \frac{1+R_i^2}{(1-R_i)^2} & \text{if stress-relieved and } -1 \leq R_i \leq 0 \\ \frac{1-R_i^2}{(1-R_i)^2} & \text{if stress-relieved and } 0 \leq R_i \leq 1 \\ 1 & \text{if as-welded for any } R \text{ value} \end{cases} \quad \text{where } i = 1, 2 \text{ or } 3 \quad (1.8)$$

nello specifico, per *as-welded* si intende lo stato di un materiale appena successivo al processo di saldatura, ovvero senza l'applicazione dei consueti trattamenti termici che si operano per diminuire le tensioni residue introdotte proprio dalla saldatura.

Eguagliando l'equazione (1.7) con l'espressione della densità di energia di deformazione mediata calcolata per un fittizio stato di tensione mono-assiale equivalente in deformazione piana, dato da:

$$\Delta\bar{W} = \frac{1-\nu^2}{2E} \cdot \Delta\sigma_{eq,peak}^2 \quad (1.9)$$

si può ottenere la definizione generale della tensione equivalente di picco elastico [33]:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta\sigma_{\theta\theta,\theta=0,peak}^2 + c_{w2} \cdot f_{w2}^2 \cdot \Delta\tau_{r\theta,\theta=0,peak}^2 + c_{w3} \cdot f_{w3}^2 \cdot \Delta\tau_{\theta z,\theta=0,peak}^2} \quad (1.10)$$

dove i termini  $f_{wi}$  sono definiti come segue:

$$f_{w1} = K_{FE}^* \cdot \sqrt{\frac{2e_1}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_1} \quad (1.11a)$$

$$f_{w2} = K_{FE}^{**} \cdot \sqrt{\frac{2e_2}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_2} \quad (1.11b)$$

$$f_{w3} = K_{FE}^{***} \cdot \sqrt{\frac{2e_3}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_3} \quad (1.11c)$$

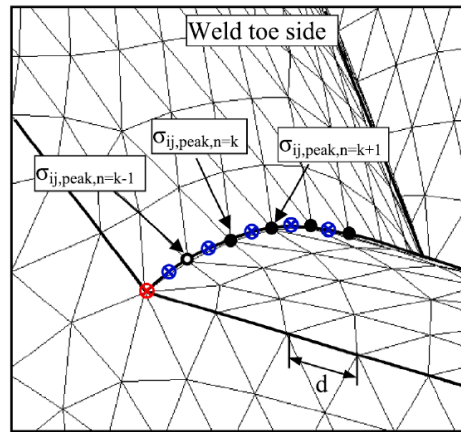
l'importanza della tensione equivalente di picco  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  risiede nella capacità di condensare in un solo parametro informazioni fondamentali: quali la previsione della corretta zona di innesco della cricca a fatica e la stima della vita a fatica del componente, grazie all'utilizzo della curva di progettazione (esposta in seguito). Urge porre l'attenzione su una particolare tipologia di elemento finito utilizzabile in Ansys®: l'elemento tetraedrico a 10 nodi (SOLID 187 nella libreria del software), che sarà al centro degli studi condotti in questo lavoro di tesi magistrale. Infatti, l'utilizzo di tale elemento finito richiede delle lievi modifiche all'equazione (1.10) che diventa:

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta\bar{\sigma}_{\theta\theta,\theta=0,peak}^2 + c_{w2} \cdot f_{w2}^2 \cdot \Delta\bar{\tau}_{r\theta,\theta=0,peak}^2 + c_{w3} \cdot f_{w3}^2 \cdot \Delta\bar{\tau}_{\theta z,\theta=0,peak}^2} \quad (1.12)$$

dove si fa riferimento a tensioni medie, più nel dettaglio si intende una media mobile su tre nodi adiacenti attraverso la seguente formula:

$$\bar{\sigma}_{ij,peak,n=k} = \frac{\sigma_{ij,peak,n=k-1} + \sigma_{ij,peak,n=k} + \sigma_{ij,peak,n=k+1}}{3} \Bigg|_{n=node} \quad (1.13)$$

dove i nodi presi in considerazione dall'equazione (1.13) sono scelti seguendo le indicazioni espresse in Figura 1.6 [33], ovvero escludendo preventivamente dalla scelta i nodi interni agli spigoli dell'elemento tetraedrico e scegliendo come nodo iniziale della media mobile il terzo a partire dal bordo libero (di solito una superficie vincolata).



- ⊗ node at free-surface are excluded from PSM calculations
- ⊗ mid-side node are excluded
- node where average peak stresses cannot be defined
- node where average peak stresses can be defined

Figura 1.6: Esempio guida per la scelta dei nodi da utilizzare nel calcolo della media mobile [33].

Le complicazioni appena esposte, necessarie per la corretta applicazione del PSM con elementi tetraedrici, si sono rese necessarie a causa delle elevate fluttuazioni dei valori delle tensioni di picco rilevate. Le motivazioni principali di tali variazioni sono da imputarsi alla natura stessa dell'elemento e all'algoritmo "free" che si utilizza per generare la mesh: i nodi ad apice intaglio, utilizzati per rilevare le tensioni di picco, saranno condivisi da un numero casuale di elementi e questi a loro volta potranno essere più o meno distorti. Di conseguenza, l'equazione (1.13) cerca di rendere più graduale l'andamento delle tensioni di picco che si avrebbe passando da un nodo al suo adiacente.

Nello studio dei casi di sollecitazione multi-assiale a fatica assume particolare importanza il coefficiente di bi-assialità  $\Lambda$ , definito come:

$$\Lambda = \frac{\sigma_{nom}}{\tau_{nom}} \quad (1.14)$$

dove le tensioni nominali associate a carichi di trazione, flessione o torsione sono calcolate con:

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} \text{ per carico di trazione,} \quad (1.15a)$$

$$\sigma_{nom} = \frac{M_f}{W_f} \text{ per carico di flessione,} \quad (1.15b)$$

$$\tau_{nom} = \frac{M_t}{W_t} \text{ per carico di torsione,} \quad (1.15c)$$

con ovvio significato della simbologia utilizzata.

Per l'approccio locale proposto dal Peak Stress Method la definizione (1.14), basata sulle tensioni nominali, risulta del tutto inadatta, per questo motivo è stato proposto un nuovo coefficiente di bi-assialità locale [33]:

$$\lambda = \frac{c_{w2} \cdot f_{w2}^2 \cdot \Delta \tau_{r\theta, \theta=0, peak}^2 + c_{w3} \cdot f_{w3}^2 \cdot \Delta \tau_{\theta z, \theta=0, peak}^2}{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta \sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}^2} \quad (1.16)$$

che per completezza si riporta anche nella forma adatta all'utilizzo con elementi tetraedrici:

$$\lambda = \frac{c_{w2} \cdot f_{w2}^2 \cdot \Delta \bar{\tau}_{r\theta, \theta=0, peak}^2 + c_{w3} \cdot f_{w3}^2 \cdot \Delta \bar{\tau}_{\theta z, \theta=0, peak}^2}{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta \bar{\sigma}_{\theta\theta, \theta=0, peak}^2} \quad (1.17)$$

il coefficiente di bi-assialità locale è un parametro molto utile per conoscere il modo di carico prevalente nei pressi dell'apice intaglio, di conseguenza l'effettiva sollecitazione locale agente. Il caso  $\lambda = 0$  corrisponde ad un puro modo I di apertura dell'intaglio, mentre l'opposto valore limite  $\lambda \rightarrow \infty$  corrisponde ad una forte prevalenza di modi II e III rispettivamente di scorrimento e strappo dell'intaglio.

Il coefficiente di bi-assialità risulta fondamentale anche per quanto riguarda la scelta della curva di progettazione da utilizzare. Nelle Figure 1.7 e 1.8 sono riportate le bande di progettazione del PSM più recenti ed aggiornate [33], rispettivamente per giunti saldati in alluminio ed acciaio. Nel caso di prevalenza di modo I locale ( $\lambda \sim 0$ ) è possibile utilizzare la prima curva di progettazione (in alto nelle Figure 1.7 e 1.8) a pendenza inversa  $k = 3.8$  per i giunti saldati in alluminio ( $k = 3$  per quelli in acciaio). Per valori più elevati del coefficiente di bi-assialità ( $\lambda > 0$ ) è necessario ricorrere alla seconda curva di progettazione (in basso nelle Figure 1.7 e 1.8) a pendenza inversa  $k = 6.5$  e  $k = 5$  per giunti saldati rispettivamente in alluminio e acciaio. Si riporta di seguito la Tabella 1.3 [33], utile guida per la scelta della corretta banda di progettazione del Peak Stress Method.

Class of materials	T [mm]	$\lambda$ Eq.(1.16)	PSM - master curve	$\Delta \sigma_{eq, peak, A, 50\%}$ [MPa]	k	$T_\sigma$
Aluminium alloys	$T \geq 5$ mm	$\lambda = 0$	Fig. 1.7a	123	3.8	1.80
	$T \geq 5$ mm	$\lambda > 0$	Fig. 1.7b	123	6.5	1.80
	$3 \text{ mm} \leq T \leq 5$ mm	$\lambda \geq 0$				
Structural steels	$T \geq 2$ mm	$\lambda = 0$	Fig. 1.8a	214	3	1.90
	$T \geq 2$ mm	$\lambda > 0$	Fig. 1.8b	354	5	1.90

Tabella 1.3: Criterio per la corretta scelta della banda di progettazione del Peak Stress Method [33].

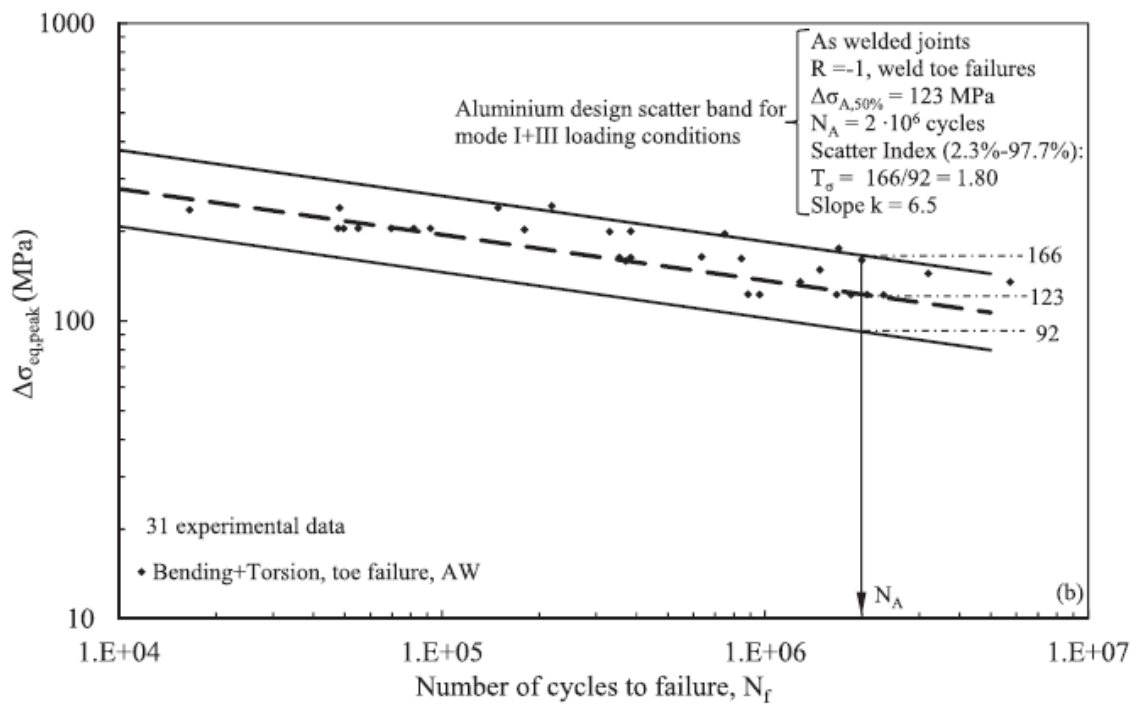
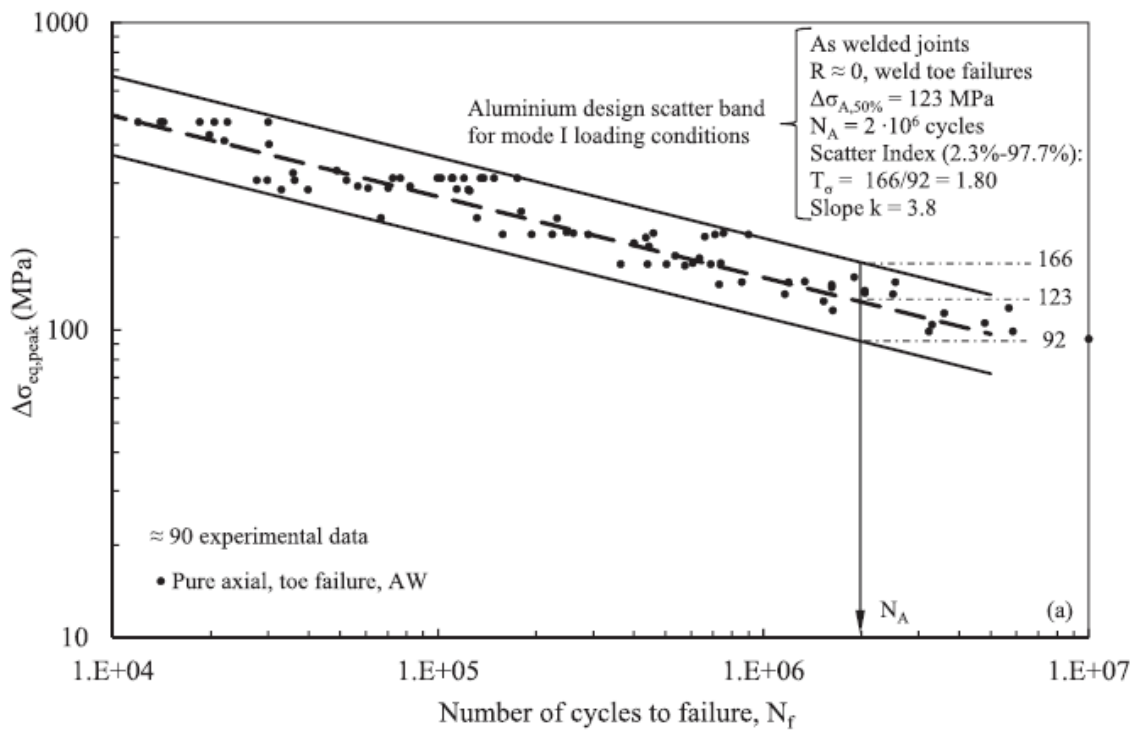


Figura 1.7: Curve di progettazione a fatica secondo PSM ricavata per rotture a piede cordone di saldatura per giunti in alluminio [33].



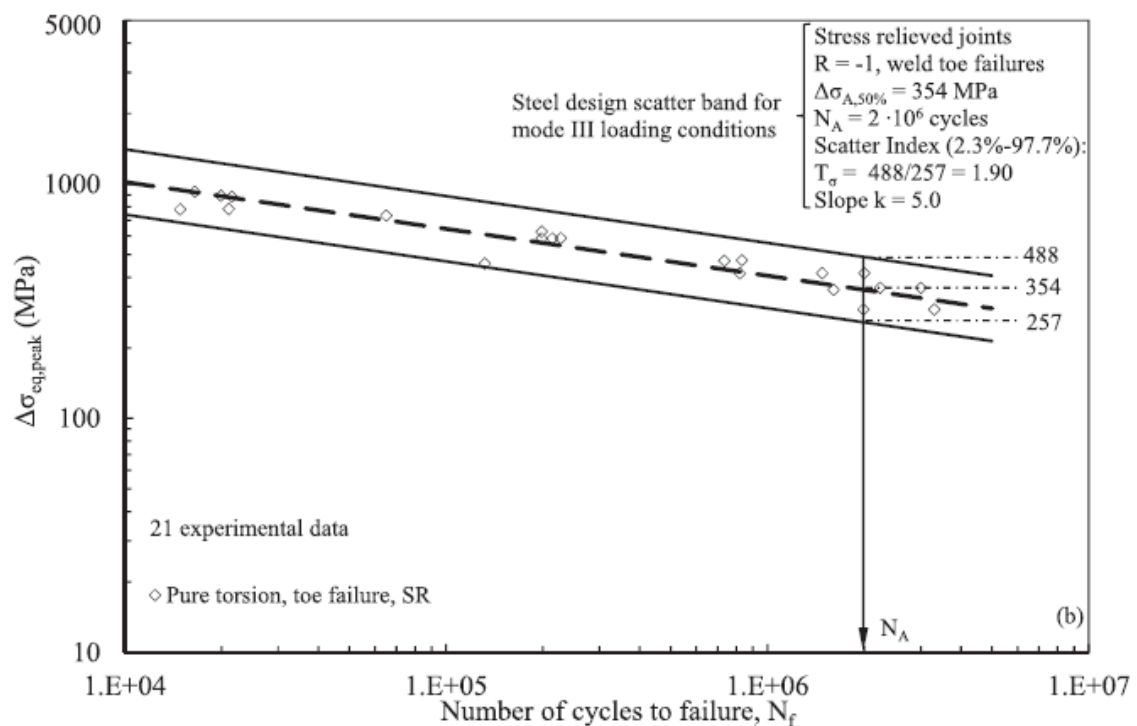
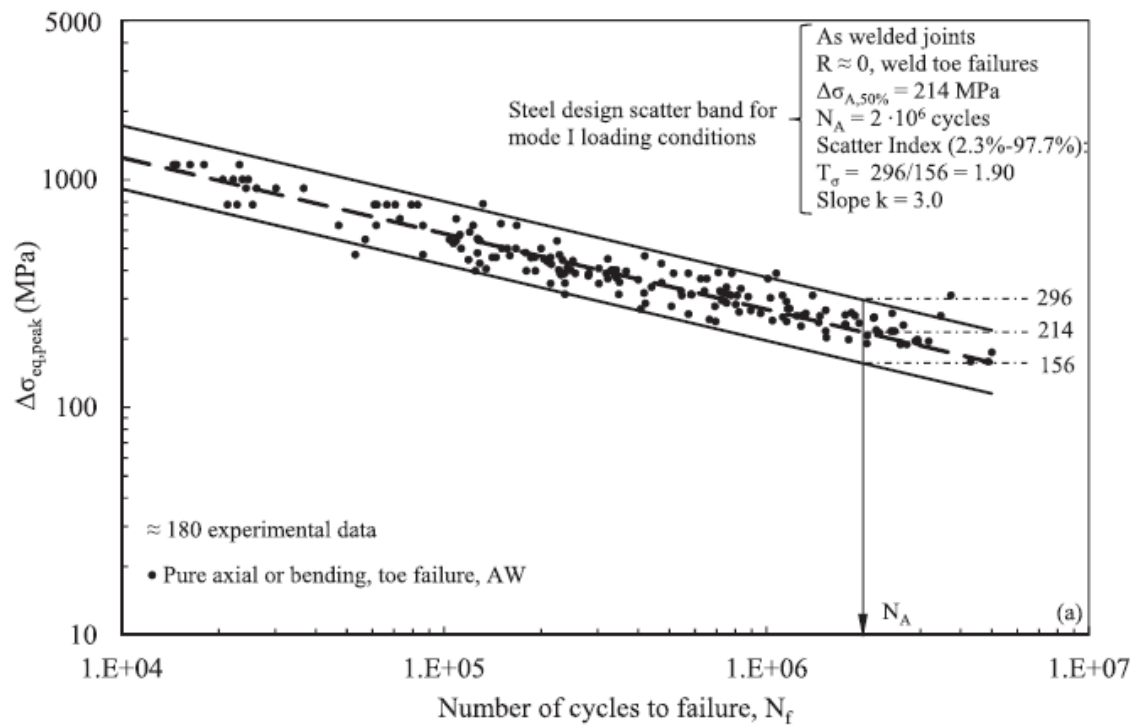


Figura 1.8: Curve di progettazione a fatica secondo PSM ricavata per rottura a piede cordone di saldatura per giunti in acciaio [33].

Per completezza, si riportano di seguito anche le curve di progettazione con tutti i dati disponibili riportati in Letteratura [33], nelle Figure 1.9 e 1.10 valide per giunti saldati rispettivamente in alluminio ed acciaio.

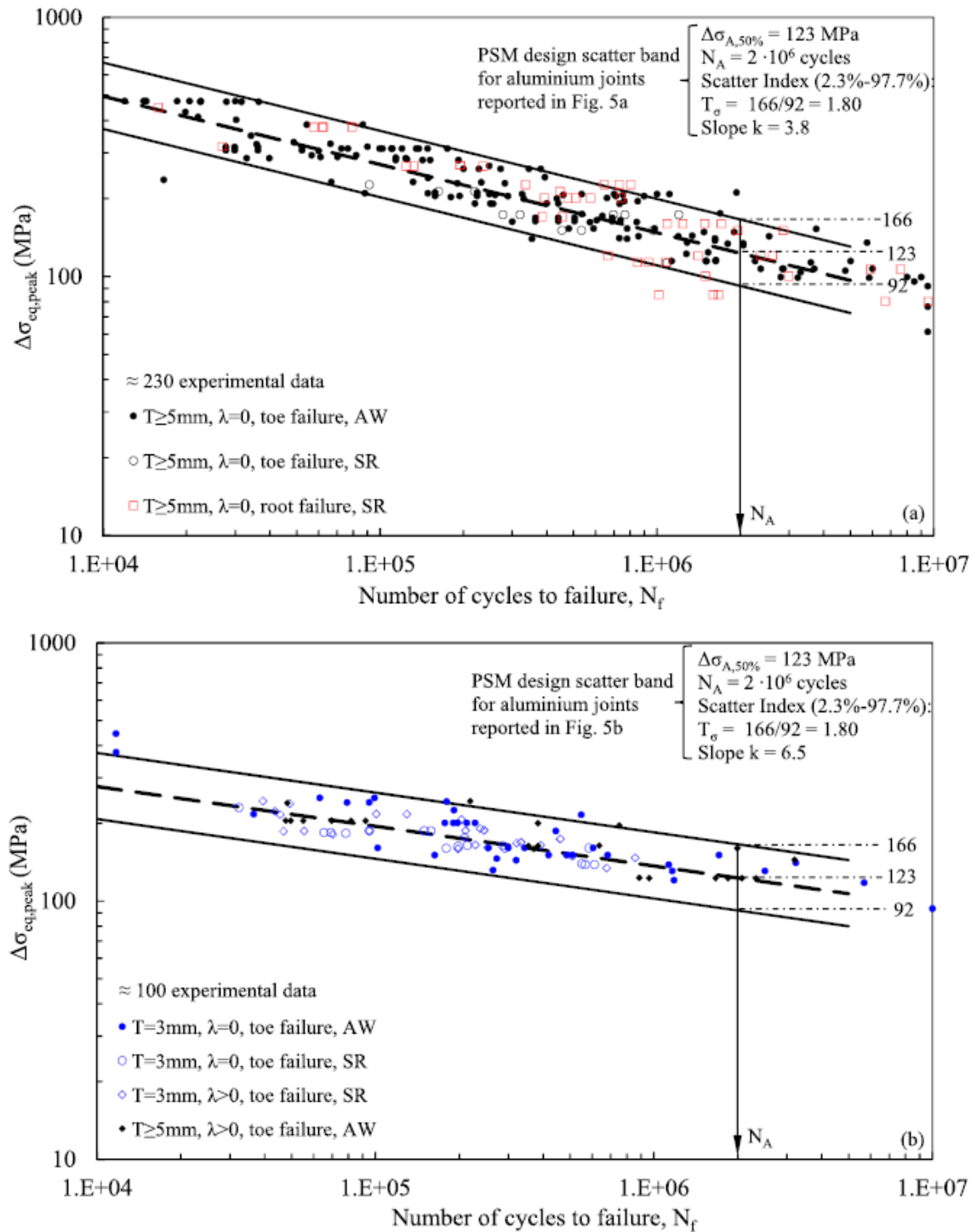


Figura 1.9: Curve di progettazione a fatica secondo PSM con dati sperimentali aggiornati per giunti in alluminio [33].

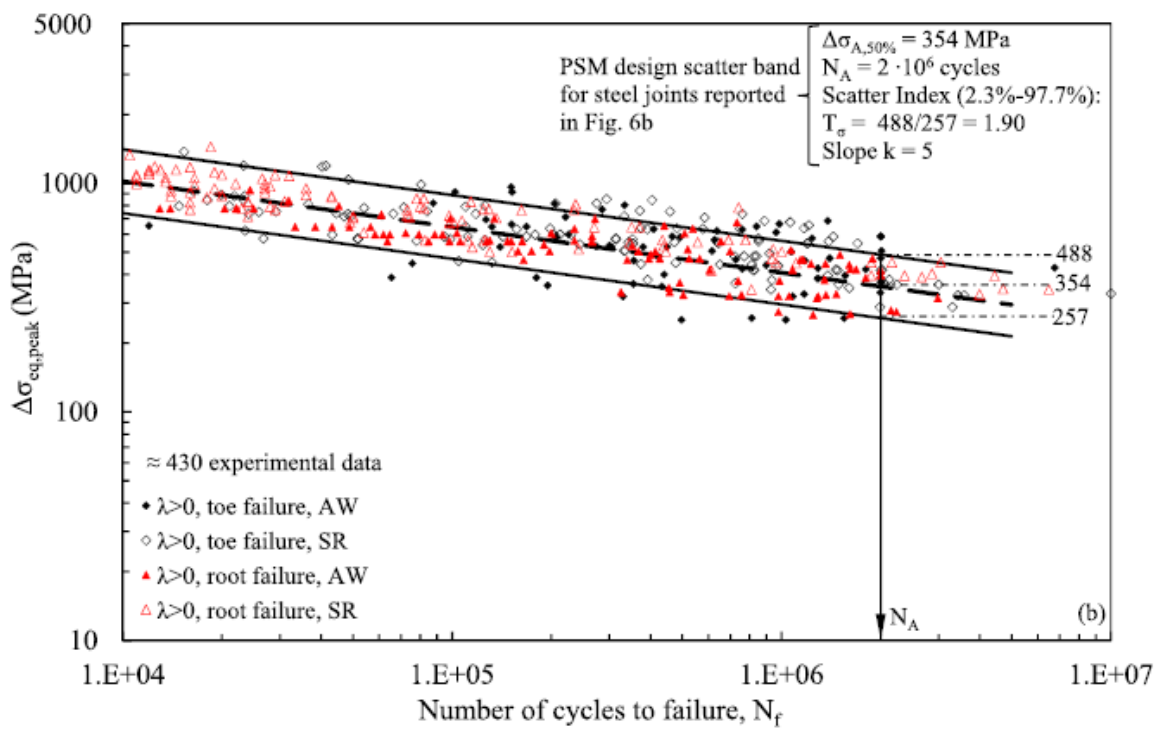
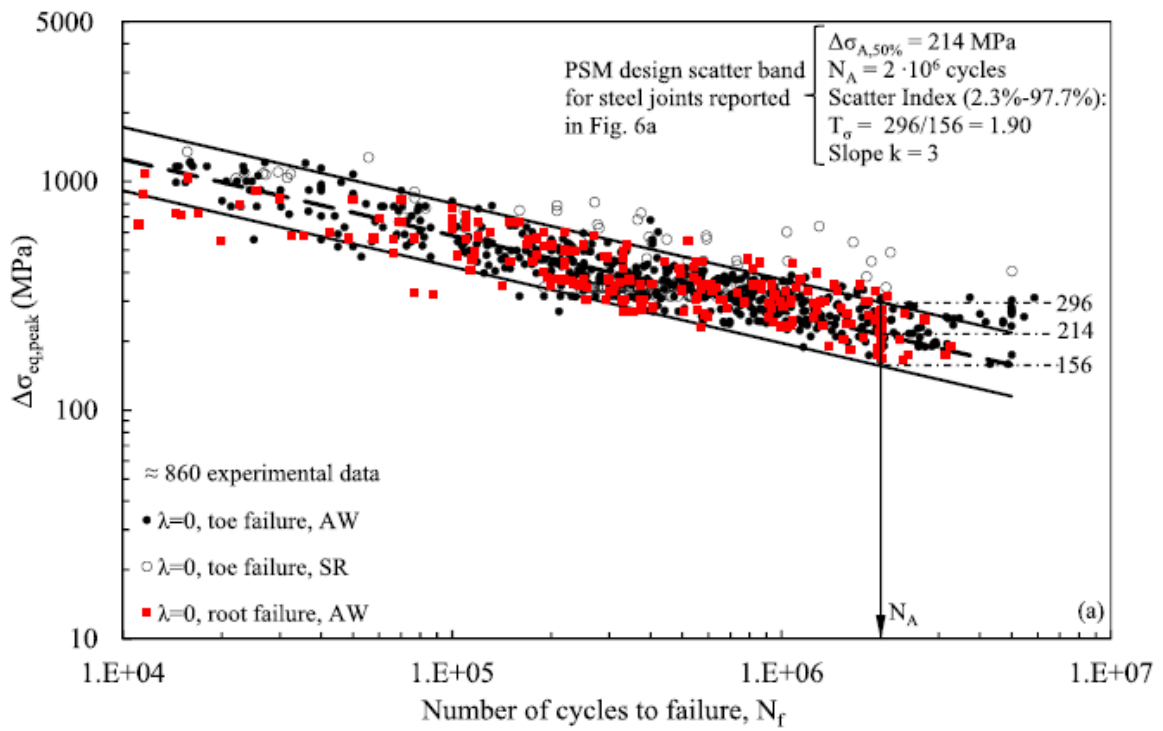


Figura 1.10: Curve di progettazione a fatica secondo PSM con dati sperimentali aggiornati per giunti in acciaio [33].



## CAPITOLO 2: Addestramento 2D

Prima di entrare nel vivo dell'argomento di questa Tesi, si è convenuto sulla necessità di approfondire la comprensione di un software tanto sfaccettato e complesso quale Ansys<sup>®</sup>, in particolare in questo capitolo verrà utilizzato esclusivamente Mechanical APDL 2021 R2 per svolgere le analisi. Si tratta senza dubbio di un software molto versatile che, grazie alla possibilità di programmare in linguaggio APDL, automatizzando moltissimi comandi, ha permesso di condurre molte analisi tenendo sotto controllo i tempi di lavoro.

L'obiettivo principale di questo primo addestramento (ve ne sarà un secondo vedi Capitolo 3) è il confronto dei risultati ottenuti applicando i tre metodi di progettazione per giunti saldati di cui si è discusso al Capitolo 1: Notch Stress Intensity Factors (NSIF), Strain Energy Density (SED) ed infine il Peak Stress Method (PSM). Al fine di attuare il confronto viene richiesto di plottare i risultati in un grafico doppio logaritmico, con in ascissa la vita a fatica ed in ordinata il range in termini di:

- tensione nominale  $\Delta\sigma_{nom}$  [MPa];
- fattore di intensificazione delle tensioni  $\Delta K_1$  [MPa $\cdot$ mm $^{1-\lambda_1}$ ];
- energia di deformazione mediata  $\Delta\bar{W}$  [MJ/m $^3$ ];
- tensione equivalente di picco  $\Delta\sigma_{eq,peak}$  [MPa].

Inoltre, a partire dai dati sperimentali forniti, si confronteranno i risultati in termini di dispersione statistica, ottenuti grazie all'utilizzo del "Programma rianalisi statistica dati FATICA" fornito dal Professore G. Meneghetti, con quelli disponibili in letteratura.

### 2.1 Geometrie

L'analisi è stata svolta su geometrie bidimensionali di giunti saldati a croce o a T in acciaio del tipo mostrato a Figura 2.1. Si anticipa, note le evidenti simmetrie dei giunti, che per la successiva analisi agli elementi finiti è stato possibile ridurre i tempi di calcolo sfruttando proprio le sopracitate simmetrie, in questo modo si sono modellati solamente  $\frac{1}{4}$  ed  $\frac{1}{2}$  di geometria nominale rispettivamente per Cruciform e giunto a T.

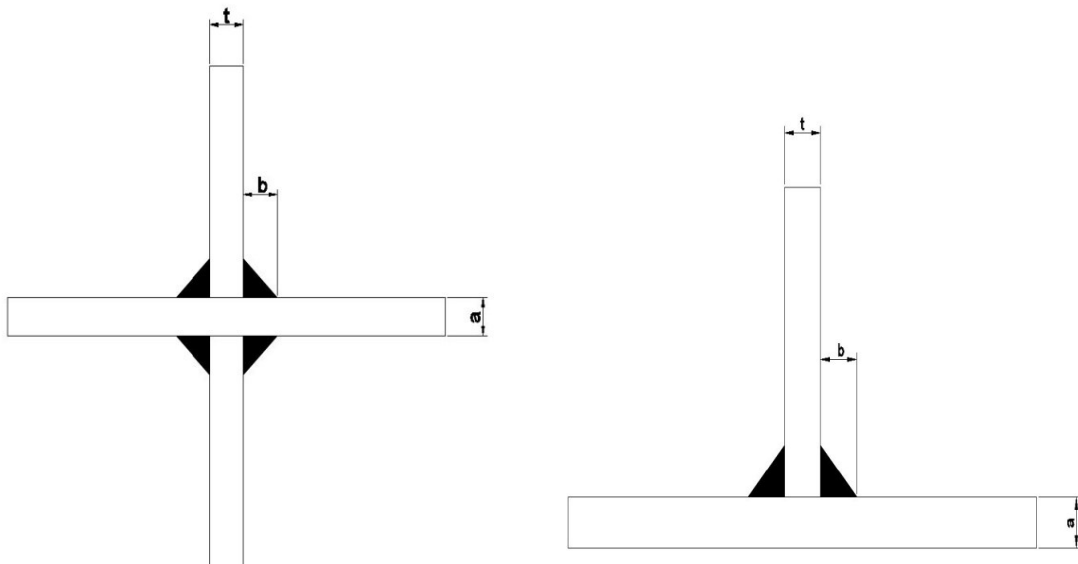


Figura 2.1: Rappresentazione schematica di un giunto a croce a sinistra e di un giunto a T a destra, provvisti di relative quote funzionali: "a" spessore del piatto principale, "t" spessore del piatto secondario, "b" larghezza del cordone di saldatura.

Nel dettaglio, le dimensioni dei giunti analizzati sono facilmente consultabili a Tabella 2.1 [30], ove è possibile desumere anche la modalità di carico con cui è stata condotta la prova a fatica, in particolare "T" sta per traction

e “B” per bending. Di conseguenza, le geometrie 1 e 12 sono caricate a trazione lungo il piatto principale, mentre i giunti 16 e 23 sono caricati a flessione sempre lungo il piatto principale, ciò ha reso possibile trascurare la modellizzazione della radice di saldatura nei modelli ad elementi finiti.

Serie	Geometria del Giunto	a [mm]	b [mm]	t [mm]	Tipologia di Carico
1	Cruciform	13	10	8	T
12	Cruciform	100	220	15	T
16	Cruciform	100	13	8	B
23	T	6	6	6	B

Tabella 2.1: Dati dimensionali e di carico delle geometrie analizzate [30].

## 2.2 Analisi agli elementi finiti

In seguito, al fine di presentare una trattazione il più comprensibile e chiara possibile, verranno descritti i principali passaggi necessari per condurre le analisi FEM in modalità “manuale” all’interno dell’ambiente Mechanical APDL. Tuttavia urge precisare che, proprio al fine di sfruttare le grandi potenzialità offerte da questo ambiente, si è preferito scrivere dei codici in linguaggio APDL che potessero svolgere la gran parte del lavoro. Questi script sono presenti in versione integrale all’interno dell’Appendice A.1.

### 2.2.1 Element type & Material

Per poter procedere all’analisi agli elementi finiti è necessario settare prima di tutto due parametri: il tipo di elemento, che discretizzerà il modello, e il materiale di cui è costituito lo stesso.

Nel caso studio in questione si richiedeva l’utilizzo di elementi quadrilateri piani a 4 nodi, presenti nella libreria di Ansys® col nome di PLANE 182. Una volta selezionato il tipo di elemento è di fondamentale importanza, per le analisi che si dovranno fare, impostare le key-options 1 e 3, rispettivamente su “Simple Enhanced Strain” e “Plane strain”, come è possibile osservare in Figura 2.2.

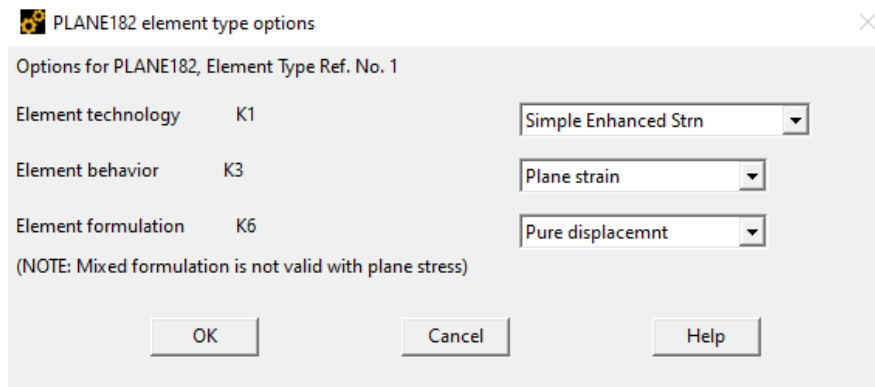


Figura 2.2: Key-options da impostare per l’elemento PLANE182 [33].

Per quanto riguarda il materiale veniva richiesto l’utilizzo di un acciaio caratterizzato dalle seguenti proprietà:

- Modulo di Young  $E = 206000$  MPa;
- Coefficiente di Poisson  $\nu = 0.3$ ;

di conseguenza si è scelto un materiale con comportamento isotropico lineare elastico impostando i valori sopra citati.

### 2.2.2 Mesh metodo NSIF

L’applicazione del metodo NSIF in un software agli elementi finiti, quale Ansys®, per la stima approssimata di  $\Delta K_1$ , richiede una dimensione di elemento estremamente ridotta nei pressi dell’apice intaglio da analizzare

(dimensioni di elemento dell'ordine dei centesimi di micrometro). Questo, da solo, non è sufficiente a garantire una corretta stima del fattore di intensificazione delle tensioni, poiché se la mesh fosse eccessivamente distorta vicino al punto d'interesse potrebbe portare ad un'erronea stima di  $\Delta K_1$ .

Proprio per i motivi appena esposti si è seguita una procedura piuttosto macchinosa per la corretta generazione della mesh, che nel seguito verrà brevemente descritta facendo riferimento alla geometria 1-Cruciform, analoghe considerazioni possono essere facilmente estese alle altre geometrie.

Si è definito un settore circolare centrato nel keypoint di apice intaglio con raggio pari a  $0.28mm$  (tale valore non è casuale, infatti è stato scelto ad hoc per essere sfruttato nell'analisi SED, vedi Sottoparagrafo 2.2.3). Successivamente si è creato un secondo settore circolare, interno al primo e concentrico, di raggio pari a  $10^{-4}mm$ . Infine i due settori circolari sono stati divisi ognuno rispettivamente da una linea come è possibile osservare in Figura 2.3, questo risulta importante per "guidare" la generazione della mesh.

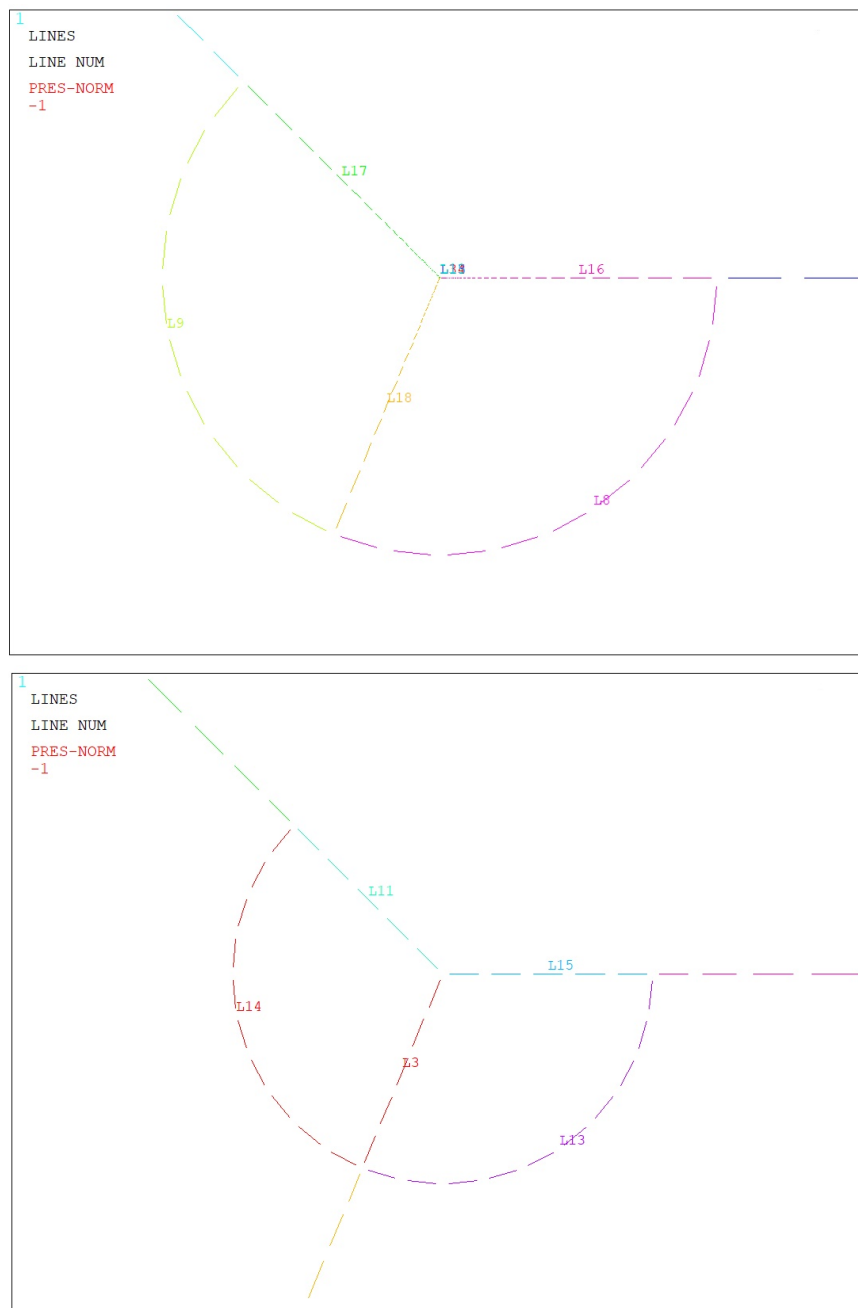


Figura 2.3: Settori circolari di raggio  $0.28mm$  e  $0.0001mm$  rispettivamente sopra e sotto riferiti alla geometria 1-Cruciform per il metodo NSIF (visualizzazione delle sole linee, già predisposte alla generazione della mesh).

Le linee dei settori circolari sono state opportunamente suddivise in modo che la dimensione di elemento minima per l'applicazione del metodo fosse rispettata, utilizzando quando necessario il comando "Spacing Ratio". Si propone in Tabella 2.2 un riassunto dei parametri impostati per ottenere le suddivisioni volute.

Numero Linea	Numero di Suddivisioni	Spacing Ratio
3	5	-
11	5	-
15	5	-
13	10	-
14	10	-
16	50	$5 \cdot 10^{-4}$
17	50	$5 \cdot 10^{-4}$
18	50	$5 \cdot 10^{-4}$
8	10	-
9	10	-

Tabella 2.2: Parametri impostati per la suddivisione delle linee dei settori circolari per il metodo NSIF.

In ultimo, si è applicato un comando utile a garantire un graduale infittimento della mesh avvicinandosi all'apice intaglio, così da evitare elementi troppo distorti. Il comando utilizzato è "Concentration Keypoint", il quale richiede l'impostazione dei parametri illustrati in Figura 2.4.

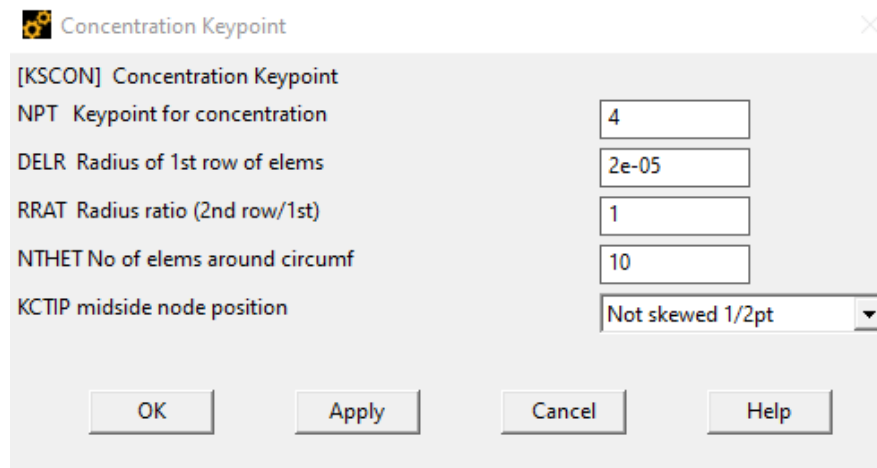


Figura 2.4: Parametri impostati per il comando "Concentration Keypoint".



In Figura 2.5 è dunque possibile osservare le mesh ottenute nei settori circolari impostando i parametri di cui si è discusso sopra. Un successivo controllo ha potuto confermare che, in ogni geometria analizzata, la dimensione media degli elementi ad apice intaglio risulta  $\approx 2 \cdot 10^{-5}mm$ .

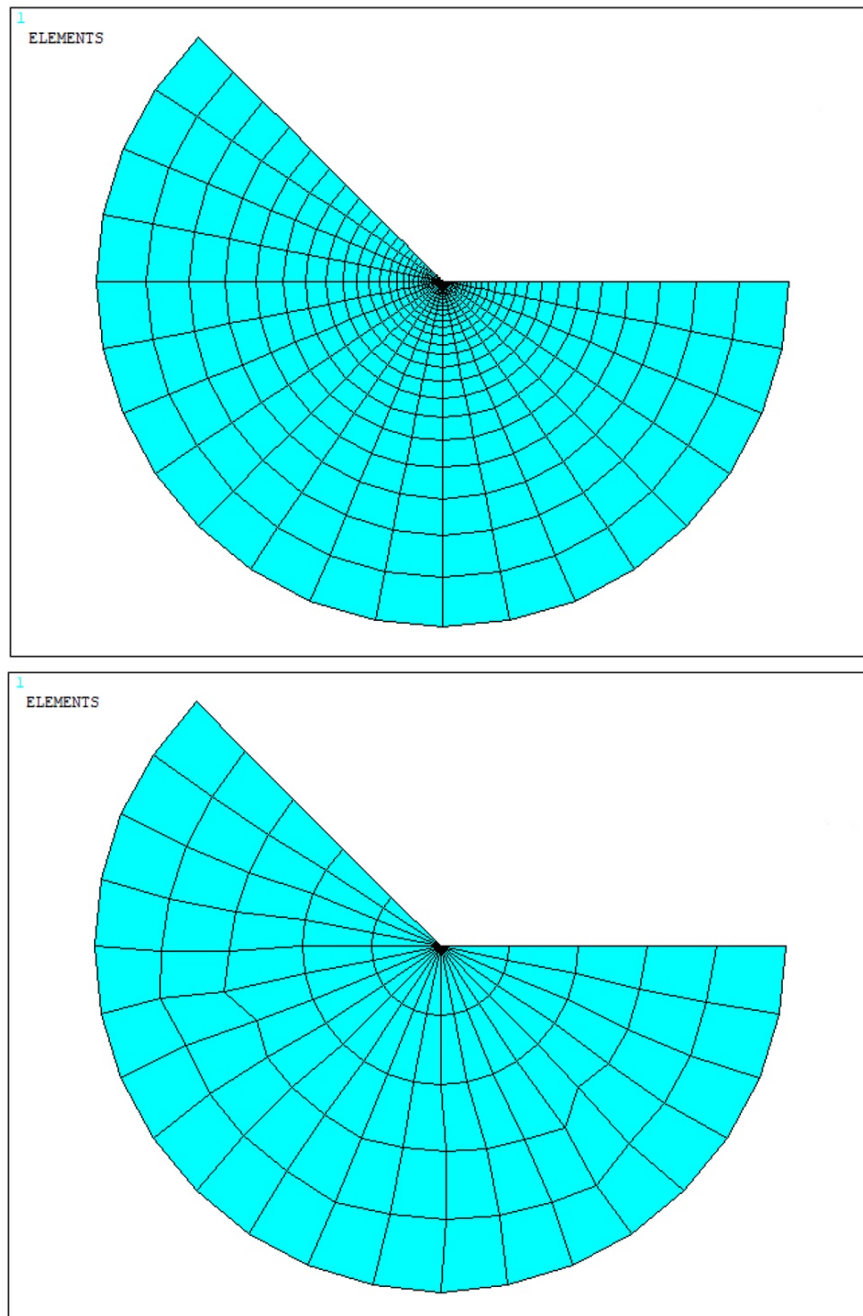


Figura 2.5: Mesh ottenute nei settori circolari di raggio  $0.28mm$  e  $0.0001mm$  rispettivamente sopra e sotto riferite alla geometria 1 Cruciform per il metodo NSIF.

Per evitare elementi eccessivamente distorti alla frontiera del settore circolare di raggio maggiore ( $0.28mm$ ) si è dovuto scegliere con cura la dimensione media di elemento globale da assegnare ad ogni modello all'infuori dei settori circolari. All'interno di Ansys® questo parametro viene individuato col nome di "Global Element Size", viene riportato in Tabella 2.3 insieme al numero di elementi totali generati per ogni modello.

Geometria del Giunto	Global Element Size [mm]	Numero di Elementi Mesh
1-Cruciform	1	2838
12-Cruciform	3	28284
16-Cruciform	2	27952
23-T	0.5	2593

Tabella 2.3: Dimensione di elemento media utilizzata per ogni modello e numero totale di elementi generati per la mesh per il metodo NSIF.

Sempre al fine di rendere graduale l’infittimento della mesh, mano a mano che ci si avvicina verso l’apice intaglio, è stata adoperata una piccola accortezza: ovvero applicare una suddivisione preliminare, non solo alle linee dei settori circolari, ma pure a quelle adiacenti al settore circolare esterno, in parte visibili in Figura 2.3 (immagine sopra). Come per le linee precedentemente analizzate, il controllo del numero e dimensione di elemento si sono ottenuti attraverso un adeguato numero di divisioni e un corretto valore del parametro “Spacing Ratio”. Questo ha permesso di ottenere delle mesh piuttosto regolari come è possibile osservare in Figura 2.6.

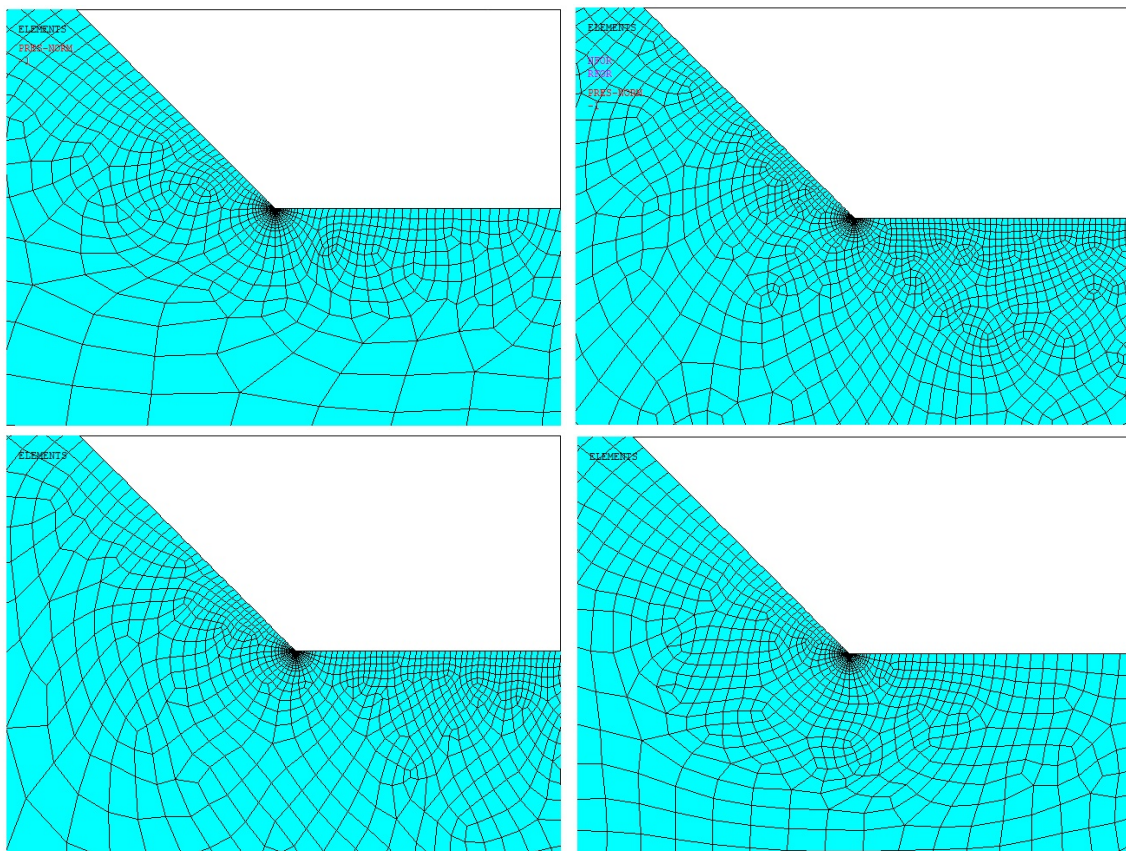


Figura 2.6: Mesh ottenute nei pressi del settore circolare esterno ( $0.28mm$ ) delle geometrie 1, 12 (in alto rispettivamente sinistra e destra), 16 Cruciform e 23 T (in basso rispettivamente sinistra e destra) per il metodo NSIF.

### 2.2.3 Mesh metodo SED

L’applicazione del metodo SED in un software agli elementi finiti, quale Ansys®, richiede la definizione del “volume di controllo” [18]. Si tratta di un particolare volume sferico centrato nell’apice intaglio, la cui dimensione dipende esclusivamente dal materiale in analisi, nel caso dell’acciaio il raggio di tale volume è pari a  $R_0 = 0.28mm$ . Nonostante il metodo SED sia sostanzialmente mesh-independent, ovvero l’attendibilità dei

risultati non è molto influenzata dalla conformazione della mesh, si è comunque cercato di ottenere una mesh non eccessivamente distorta alla frontiera del “volume di controllo”.

Per questo motivo si è seguita una procedura analoga a quella adottata per la generazione della mesh del metodo NSIF (vedi Sottoparagrafo 2.2.2). Come nel caso precedente si farà riferimento alla sola geometria 1-Cruciform, tenendo sempre presente che analoghe considerazioni possono essere con facilità estese a tutte le geometrie analizzate.

Si sono definiti due settori circolari centrati nel keypoint di apice intaglio con raggio pari a  $2mm$  e  $0.28mm$  rispettivamente, illustrati in Figura 2.7.

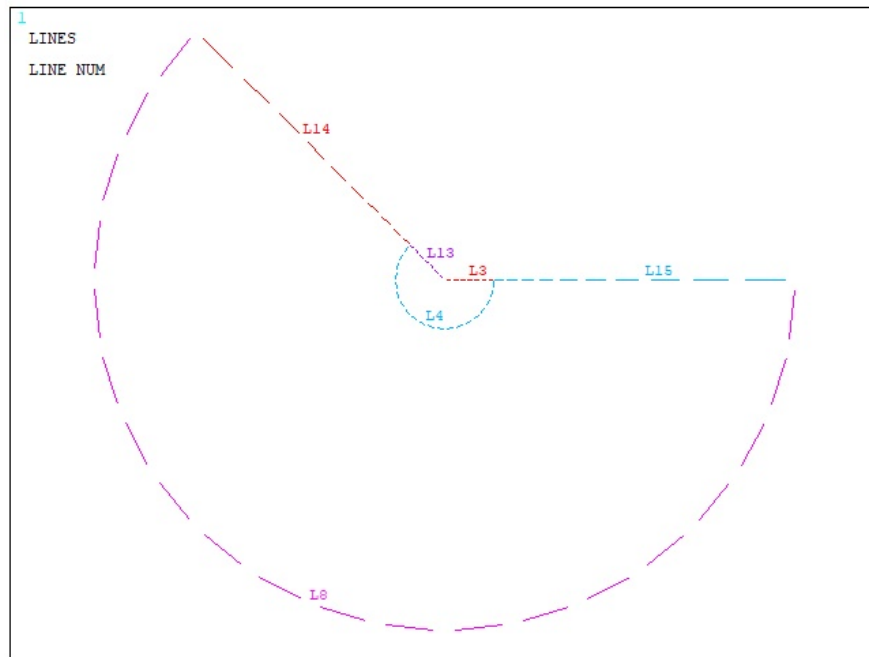


Figura 2.7: Settori circolari di raggio  $2mm$  e  $0.28mm$  riferiti alla geometria 1 Cruciform per il metodo SED (visualizzazione delle sole linee, già predisposte alla generazione della mesh).

Inoltre, si sono predisposte opportune suddivisioni delle linee dei due settori circolari, affinché le dimensioni di elemento al loro interno fossero compatibili con l'applicazione del metodo. Volendo essere più precisi si sono imposte delle condizioni decisamente più stringenti rispetto alle minime imposte dal metodo, un riassunto dei parametri impostati è presente in Tabella 2.4, fatta eccezione per le linee numero 3 e 13, le quali sono state suddivise in maniera indiretta impostando una dimensione media di elemento all'interno del “volume di controllo” di  $0.04mm$ .

Numero Linea	Numero di Suddivisioni	Spacing Ratio
4	20	-
8	20	-
14	20	0.2
15	10	0.2

Tabella 2.4: Parametri impostati per la suddivisione delle linee dei settori circolari per il metodo SED.

In Figura 2.8 è possibile visualizzare la mesh ottenuta all'interno del "volume di controllo" e del settore circolare esterno (raggio  $2mm$ ).

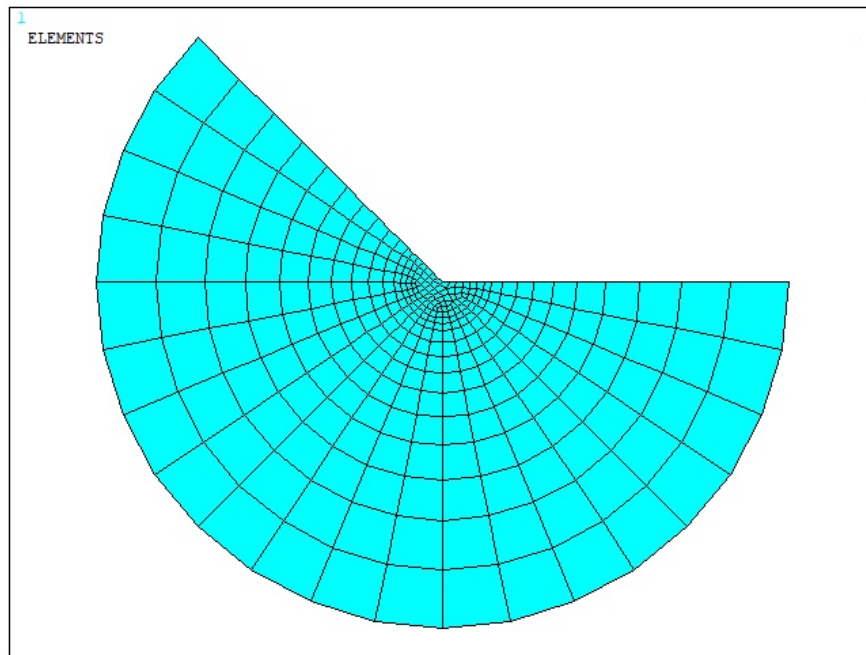


Figura 2.8: Mesh ottenuta nei settori circolari di raggio  $2mm$  e  $0.28mm$  (quest'ultimo non immediatamente distinguibile) riferita alla geometria 1-Cruciform per il metodo SED.

Si propone in Tabella 2.5 un riassunto delle "Global Element Size" impostate per generare la mesh dei modelli analizzati ed il numero totale di elementi generati. Per completezza si riportano nella stessa tabella anche i dati relativi al solo "volume di controllo" ( $R_0 = 0.28mm$ ), pur non essendo propriamente una geometria analizzata.

Geometria del Giunto	Global Element Size [mm]	Numero di Elementi Mesh
1-Cruciform	1	893
12-Cruciform	3	12850
16-Cruciform	3	2810
23-T	1	527
$R_0 = 0.28mm$	0.04	111

Tabella 2.5: Dimensione di elemento media utilizzata per ogni modello e numero totale di elementi generati per la mesh per il metodo SED.

Infine è possibile osservare in Figura 2.9 la regolarità delle mesh ottenute nei pressi dei due settori circolari applicando i parametri sopra descritti.



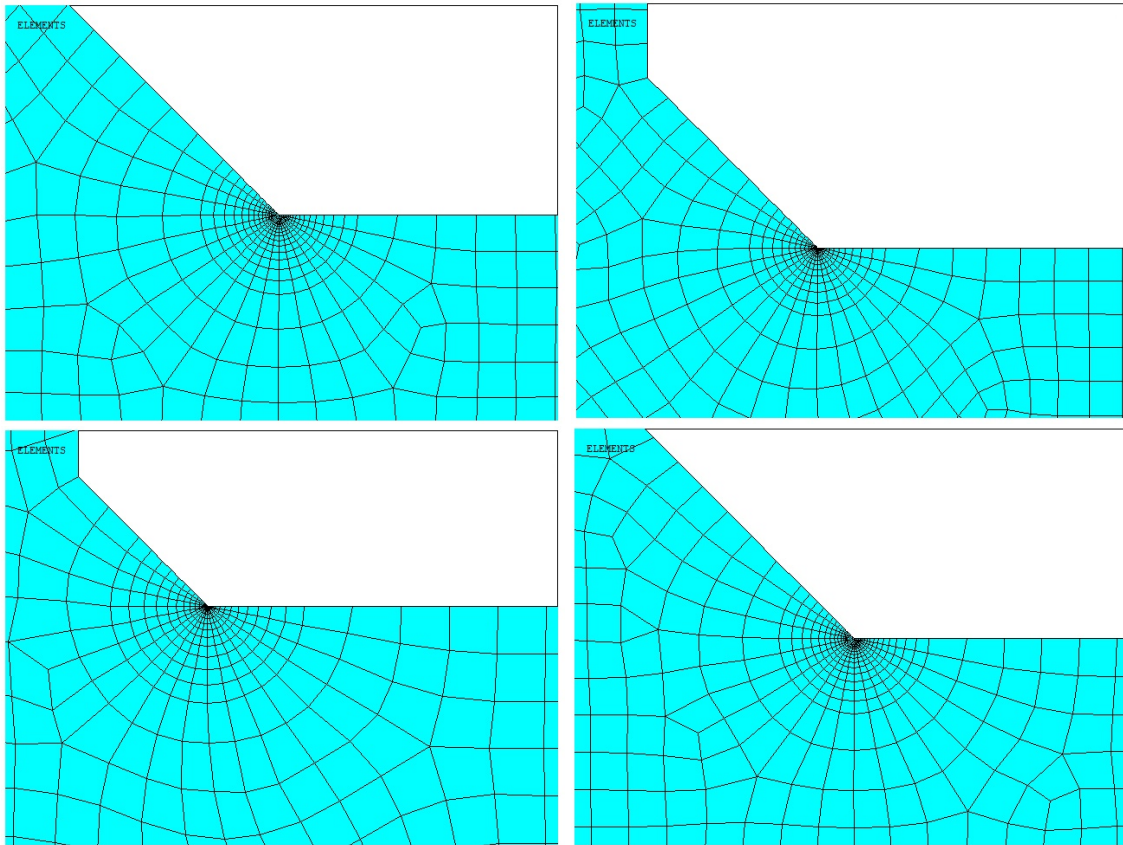


Figura 2.9: Mesh ottenute nei pressi del settore circolare esterno ( $2mm$ ) delle geometrie 1, 12 (in alto rispettivamente sinistra e destra), 16 Cruciform e 23 T (in basso rispettivamente sinistra e destra) per il metodo SED.

## 2.2.4 Mesh PSM

A differenza dei due metodi precedentemente illustrati (Sottoparagrafi 2.2.2 e 2.2.3), il Peak Stress Method non richiede ulteriori suddivisioni del modello per poter essere implementato su un software agli elementi finiti, quale Ansys®, non sono state necessarie quindi ulteriori manipolazioni dei modelli dopo aver generato la geometria nominale. Le condizioni di applicabilità del PSM sono espone in Tabella 2.6 [33].

Summary of parameters  $K_{FE}^*$  and mesh density  $a/d$  requirements to apply the PSM with Ansys®.

Loading	FE analysis		PSM parameters	$2\alpha = 0^\circ$	$2\alpha = 90^\circ$	$2\alpha = 120^\circ$	$2\alpha = 135^\circ$	a-root side	a-toe side	
	2D/3D	FEtype#								
Mode I	2D	Plane-4	$K_{FE}^*$	$1.38 \pm 3\%$				min(l,z)	t	
	3D <sup>+</sup>	Brick-8	$(a/d)_{min}$		3					
			FE at notch tip		4	4	2			2

<sup>+</sup> “Full graphics” option of Ansys® code must be activated when calculating peak stresses according to 3D PSM.

<sup>#</sup> FE of Ansys® code: Plane-4 = PLANE 182 (K-option 1 set to 3) or PLANE 25, Brick-8 = SOLID 185 (K-option 2 set to 3).

Tabella 2.6: Valore del coefficiente adimensionale  $K_{FE}^*$  in base al modo di carico e all’elemento utilizzato per l’analisi FEM (libreria Ansys®), delle condizioni di applicabilità del PSM [33].

In dettaglio, l’analisi condotta coinvolge il solo Modo I di sollecitazione dell’intaglio, è di tipo bidimensionale (2D) e vengono utilizzati elementi quadrilateri piani, di conseguenza  $K_{FE}^* = 1.38 \pm 3\%$ .

Un ulteriore stringente condizione impone che il rapporto  $(a/d)_{min} = 3$ , ove  $d$  rappresenta la dimensione media di elemento, il parametro “Global Element Size” da impostare su Ansys® per generare la mesh, mentre  $a$  risulta essere una grandezza caratteristica della geometria considerata. Per le geometrie Cruciform considerate  $a$  risulta essere pari al semispessore del piatto principale, la metà della grandezza indicata in Figura 2.1 come  $a$ , mentre per i giunti a T  $a$  risulta essere l’intero spessore del piatto principale, rappresentato sempre dalla medesima lettera. Al fine di chiarire il concetto appena esposto si fornisco in Tabella 2.7 i valori dei seguenti parametri: la grandezza caratteristica della geometria in considerazione ( $a$  [mm]), il massimo valore imponi-

bile alla dimensione media di elemento ( $d_{max}$  [mm]), l'effettivo valore della dimensione media di elemento impostato su Ansys®, ovvero il parametro "Global Element Size" ( $d$  [mm]).

Geometria del Giunto	$a$ [mm]	$d_{max}$ [mm]	$d$ [mm]
1-Cruciform	6.5	2.17	2
12-Cruciform	50	16.7	15
16-Cruciform	50	16.7	2
23-T	6	2	1

Tabella 2.7: Scelta del parametro "Global Element Size" conforme alle condizioni di applicabilità del PSM.

Viste le considerazioni appena esposte, risulta necessario specificare il caso singolare della geometria 16-Cruciform, dove si sono imposte condizioni estremamente più stringenti rispetto alle minime che garantiscono l'applicabilità del metodo. Questo si è reso necessario in virtù dell'enorme differenza dimensionale dei due piatti saldati, il principale di spessore  $100mm$  ed il secondario di  $13mm$ . Generando la mesh con  $d \lesssim 16.7mm$  gli elementi appartenenti al piatto secondario risultavano distorti a tal punto da influenzare i risultati a piede cordone di saldatura. In risposta a tale problematica si è preferito diminuire  $d$  come se fittiziamente il parametro caratteristico  $a$  fosse proprio il semispessore del piatto secondario.

L'ultima condizione da rispettare per l'applicazione del metodo in verità è una semplice verifica. Dopo aver impostato il parametro "Global Element Size" ed aver generato la mesh grazie al comando "Mesh Free" presente in Ansys® è necessario assicurarsi che il nodo ad apice intaglio, ovvero a piede cordone ( $2\alpha = 135^\circ$ ), sia condiviso da esattamente due elementi, come è possibile osservare in Figura 2.10 a titolo esemplificativo.

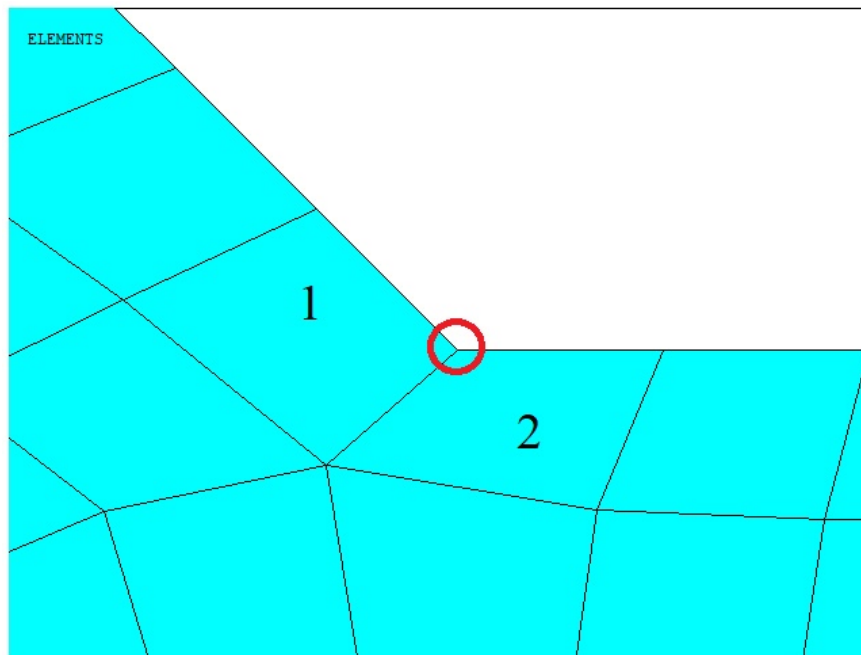


Figura 2.10: Verifica del numero di elementi condivisi dal nodo ad apice intaglio con riferimento alla geometria 1-Cruciform per l'applicazione del PSM.

Infine, per completezza, si propone in Tabella 2.8 il dato relativo al numero di elementi generati per ogni modello confrontato con quello relativo ai metodi NSIF e SED. Fatta eccezione per il caso particolare della geometria 16-Cruciform, di cui si è già discusso sopra, è possibile notare come gli elementi generati con il PSM siano molti meno in confronto a quelli generati con gli altri due metodi, fatto che inevitabilmente si ripercuote anche sui tempi di calcolo a favore del PSM.

Geometria del Giunto	Numero di Elementi Mesh		
	PSM	NSIF	SED
1-Cruciform	156	2838	893
12-Cruciform	546	28284	12850
16-Cruciform	5314	27952	2810
23-T	200	2593	527

Tabella 2.8: Confronto del numero di elementi generati con il PSM e con i metodi NSIF e SED per le mesh.

### 2.2.5 Applicazione di vincoli e carichi

Come accennato in precedenza (Paragrafo 2.1), per svolgere un'analisi agli elementi finiti è buona norma sfruttare tutte le simmetrie presenti nel modello, ciò si ripercuote positivamente sul tempo di calcolo impiegato dal software per raggiungere la soluzione. Nel caso in esame è stato sufficiente quindi modellare solamente  $\frac{1}{4}$  di modello nominale per le geometrie Cruciform ed  $\frac{1}{2}$  per il giunto a T, le linee di simmetria utilizzate sono presenti in Figura 2.11.

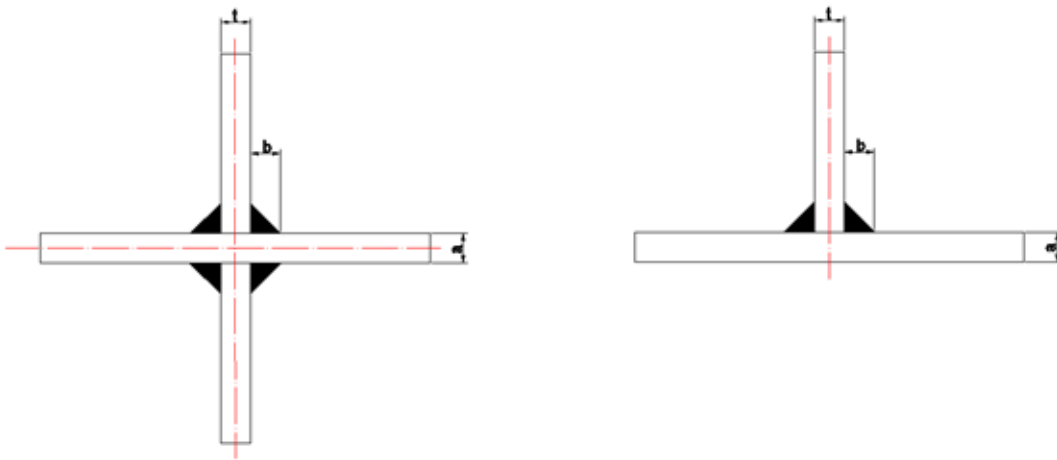


Figura 2.11: Geometrie dei giunti Cruciform ed a T in cui sono stati evidenziati gli assi di simmetria (linea rossa a tratti).

Per quanto concerne i carichi, si è preferito applicare delle tensioni di valore unitario ( $1MPa$ ) per simulare il carico di trazione e pressioni con andamento lineare (picco di  $1MPa$ ) per simulare il carico di flessione. Tali assunzioni sono giustificate dalla semplicità con cui si esegue il passaggio dalle tensioni applicate su Ansys® a quelle applicate nella realtà durante le prove sperimentali, si ricorda che NSIF e PSM sono metodi lineari, mentre nel SED tra le tensioni e la densità di energia mediata nel volume strutturale intercorre un legame di tipo quadratico.

Le geometrie 1 e 12-Cruciform presentavano moltissime somiglianze per quanto riguarda l'applicazione di carichi e vincoli. In Figura 2.12 è possibile osservare il sistema di vincoli e carichi applicato alle due geometrie (visualizzazione delle sole linee), con riferimento ai modelli utilizzati per l'analisi con il PSM, del tutto analogo nelle analisi coi metodi NSIF e SED.

Sono state applicate condizioni di simmetria alle linee degli assi di simmetria dei due modelli (rappresentate

in figura con delle “S” lungo le linee di applicazione), successivamente è stato applicato un carico di pressione unitaria costante ( $1MPa$ ) lungo lo spessore del piatto principale (freccia rossa).



Figura 2.12: Sistema di vincoli e carichi applicato alle geometrie 1 e 12-Cruciform, con riferimento ai modelli per le analisi con il PSM (visualizzazione delle sole linee).

La geometria 16-Cruciform presenta una leggera differenza rispetto ai casi precedenti data dal carico applicato, che non è più di trazione, bensì di flessione. In Figura 2.13 è possibile osservare il sistema di vincoli e carichi applicato alla geometria (visualizzazione delle sole linee), con riferimento al modello utilizzato per l’analisi con il PSM.

Sono state applicate la condizione di simmetria alla linea dell’asse di simmetria verticale del modello e la condizione di antisimmetria alla linea dell’asse di simmetria orizzontale (rappresentata in figura con delle “A” lungo la linea di applicazione). Le due condizioni, da sole, non sono in grado di vincolare completamente il modello, infatti rimane un grado di libertà attivo lungo la direzione verticale, che viene soppresso con l’aggiunta di un vincolo allo spostamento in direzione Y posizionato nel keypoint coincidente con l’origine (triangolino in azzurro adiacente al sistema di riferimento). Successivamente è stato applicato un carico di pressione con andamento lineare lungo lo spessore con valore massimo di  $1MPa$ : è importante sottolineare che il picco sia raggiunto in corrispondenza della faccia superiore del piatto principale, in modo che l’intaglio a piede cordone sperimenti un modo I di apertura.

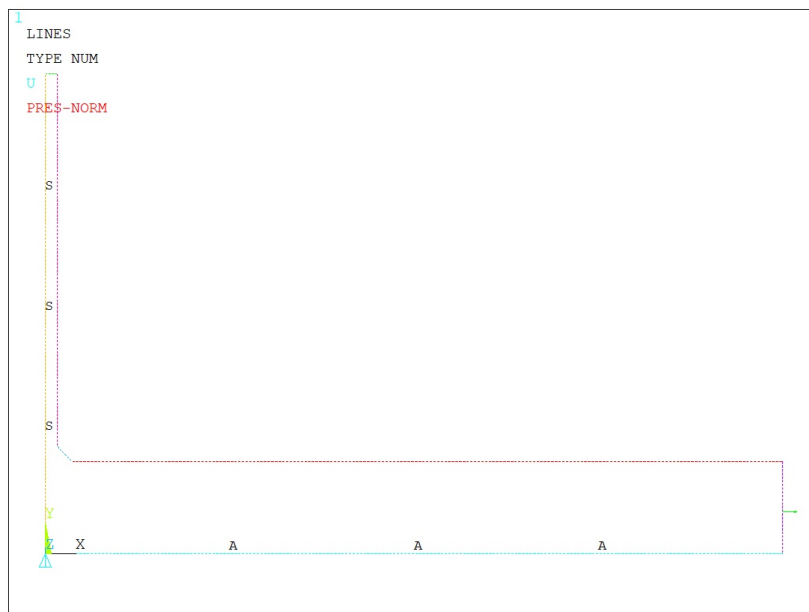


Figura 2.13: Sistema di vincoli e carichi applicato alla geometria 16-Cruciform, con riferimento al modello per le analisi con il PSM (visualizzazione delle sole linee).



La geometria 23-T differisce ancora una volta dalle precedenti, poichè in questo caso, non solo è presente un carico di flessione, ma è stato anche necessario modellare l'intero spessore del piatto principale. In Figura 2.14 è possibile osservare il sistema di vincoli e carichi applicato alla geometria (visualizzazione delle sole linee), con riferimento al modello utilizzato per l'analisi con il PSM.

È stata applicata la condizione di simmetria alla linea dell'asse di simmetria del modello, tuttavia questo vincolo, da solo, non è in grado di bloccare tutti i gradi di libertà, quindi si è aggiunto un vincolo alla traslazione verticale nel keypoint coincidente con l'origine del sistema di riferimento. Successivamente è stato applicato un carico di pressione con andamento lineare lungo lo spessore del piatto principale con valori estremi  $-1MPa$  e  $1MPa$ : è importante evidenziare che il valore massimo positivo (quindi di trazione) sia raggiunto in corrispondenza della faccia superiore del piatto principale, in modo che l'intaglio a piede cordone sperimenti un modo I di apertura.

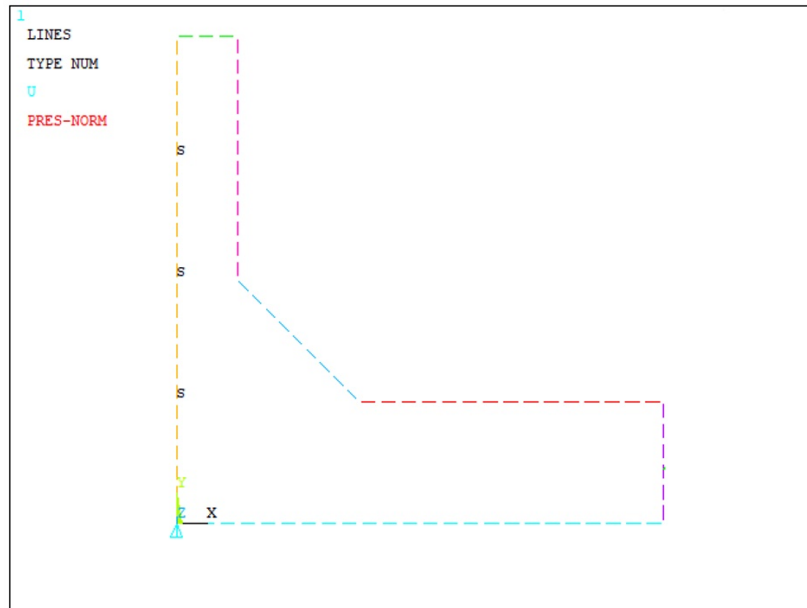


Figura 2.14: Sistema di vincoli e carichi applicato alla geometria 23 T, con riferimento al modello per le analisi con il PSM (visualizzazione delle sole linee).

## 2.3 Estrapolazione dei risultati

Dopo aver impostato tutti i parametri necessari per condurre l'analisi (vedi Paragrafo 2.2) è possibile far partire la soluzione all'interno del software Ansys®, tuttavia i risultati non saranno immediatamente disponibili all'analista, che dovrà, a seconda del metodo, operare ulteriori passaggi di seguito esposti.

### 2.3.1 Metodo NSIF

Al fine di calcolare il fattore di intensificazione delle tensioni di modo I, per l'intaglio acuto presente a piede cordone di saldatura, è stato necessario estrarre l'intera distribuzione tensionale lungo la bisettrice dell'intaglio ( $2\alpha = 135^\circ$ ).

Nel concreto per estrarre le tensioni  $\Delta\sigma_{\theta\theta}$  si è resa necessaria la creazione di un sistema di riferimento locale posizionato sul nodo di apice intaglio e correttamente orientato, in modo che l'asse X locale coincidesse proprio con la bisettrice dell'intaglio. Successivamente è stato definito un "path" selezionando i nodi appoggiati alla bisettrice, eccetto il nodo di apice intaglio, ove il campo tensionale singolare non potrà mai essere riprodotto fedelmente con un'analisi FEM, avendo preventivamente attivato il sistema di riferimento locale creato come output dei risultati in Ansys®. Infine, si sono estratte le tensioni in direzione Y appartenenti ai nodi del "path" e la corrispondente distanza dall'apice intaglio.

Conclusa l'estrapolazione della distribuzione tensionale singolare, si sono inseriti i risultati all'interno di un diagramma doppio logaritmico  $\Delta\sigma_{yy} - r$  in modo da renderne più immediata la visualizzazione. Ai grafici

nelle Figure 2.15 e 2.16 sono state aggiunte le “linee di tendenza” con opzione “potenza” attraverso i comandi presenti in Microsoft Excel<sup>®</sup>, con le corrispondenti equazioni visibili. Come era lecito aspettarsi, gli esponenti delle equazioni interpolanti le distribuzioni singolari assumono un valore molto prossimo a quello teorico del grado di singolarità per un angolo di apertura dell’intaglio  $2\alpha = 135^\circ$ , ossia  $1 - \lambda_1 = 0.326$ .

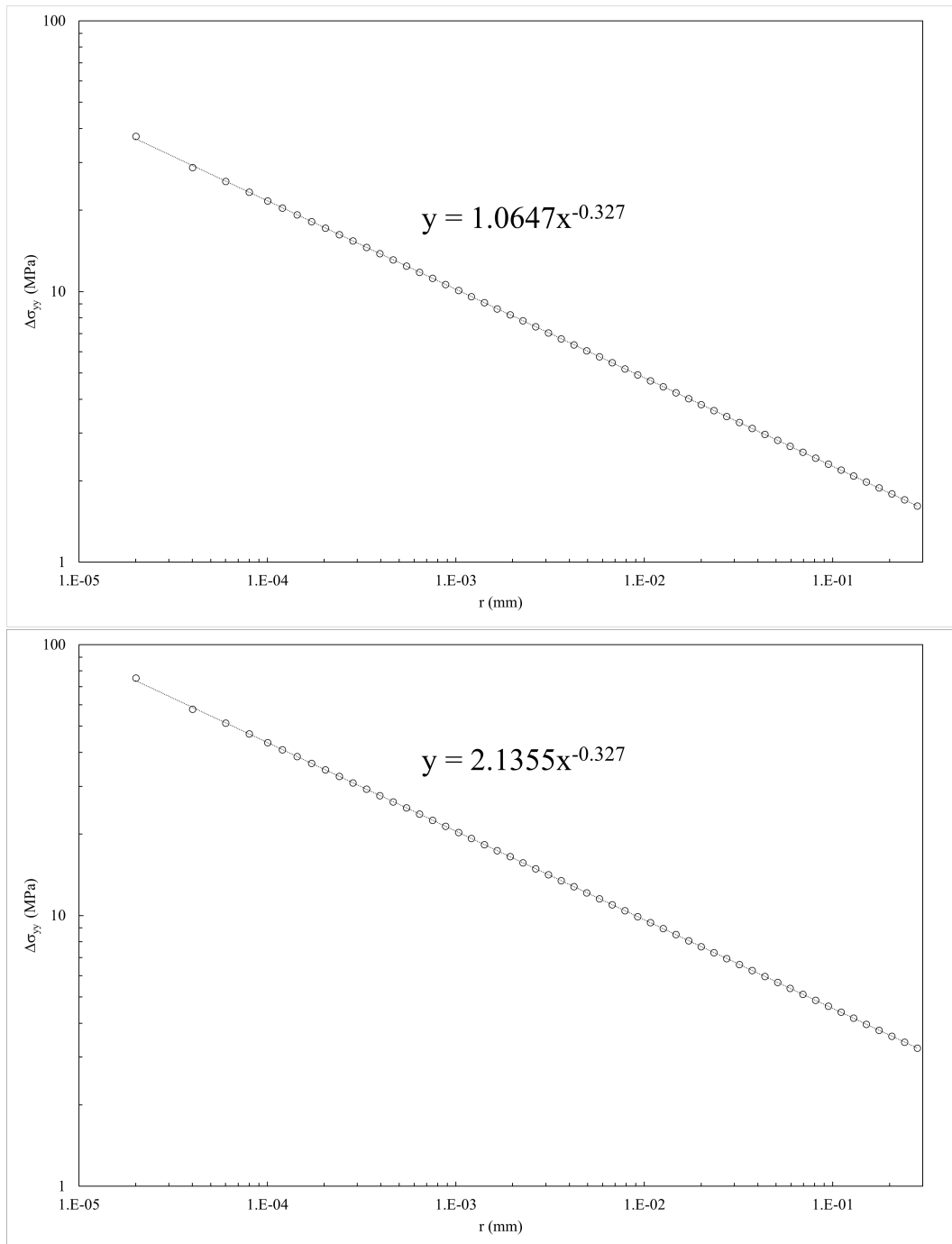


Figura 2.15: Distribuzioni tensionali singolari ricavati a piede cordone di saldatura rispettivamente per le geometrie Cruciform 1 e 12.

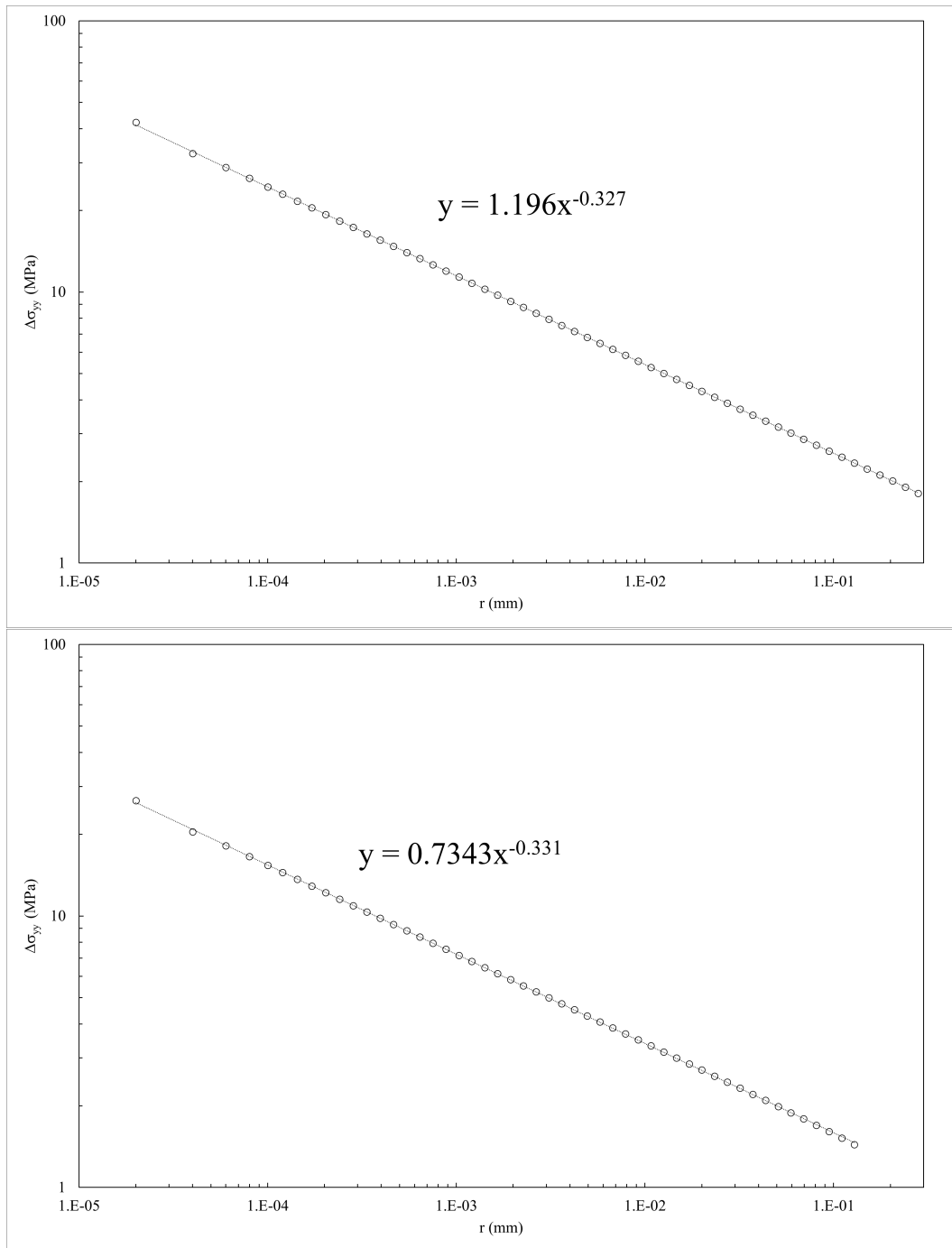


Figura 2.16: Distribuzioni tensionali singolari ricavati a piede cordone di saldatura rispettivamente per le geometrie Cruciform 16 e giunto a T 23.

Estratte le distribuzioni tensionali singolari, è stato possibile calcolare il fattore di intensificazione delle tensioni per ogni coppia di valori di tensione e distanza da apice intaglio ricavati. Il NSIF di modo I è stato calcolato attraverso la seguente formula:

$$\Delta K_{1i} = \sqrt{2\pi} \cdot (\Delta r_i^{1-\lambda_1} \cdot \Delta \sigma_{\theta\theta i}) \quad (2.1)$$

dove l'indice  $i$  rappresenta l' $i$ -esimo nodo della bisettrice considerato, fatta eccezione per il nodo di apice intaglio, mentre il grado di singolarità assume il valore  $1 - \lambda_1 = 0.326$  per  $2\alpha = 135^\circ$ .

Come per le distribuzioni tensionali precedentemente esaminate, anche per il fattore di intensificazione delle tensioni  $\Delta K_1$  si è diagrammato l'andamento in funzione della distanza da apice intaglio  $r$  in un grafico doppio logaritmico. Similmente al caso precedente si sono aggiunte le "linee di tendenza" con opzione "potenza"

attraverso i comandi presenti in Microsoft Excel<sup>®</sup>. Si può notare nelle Figure 2.17 e 2.18 come gli esponenti delle equazioni interpolanti siano estremamente vicini al valore nullo, infatti le curve interpolanti dovrebbero essere proprio rappresentate da rette orizzontali.

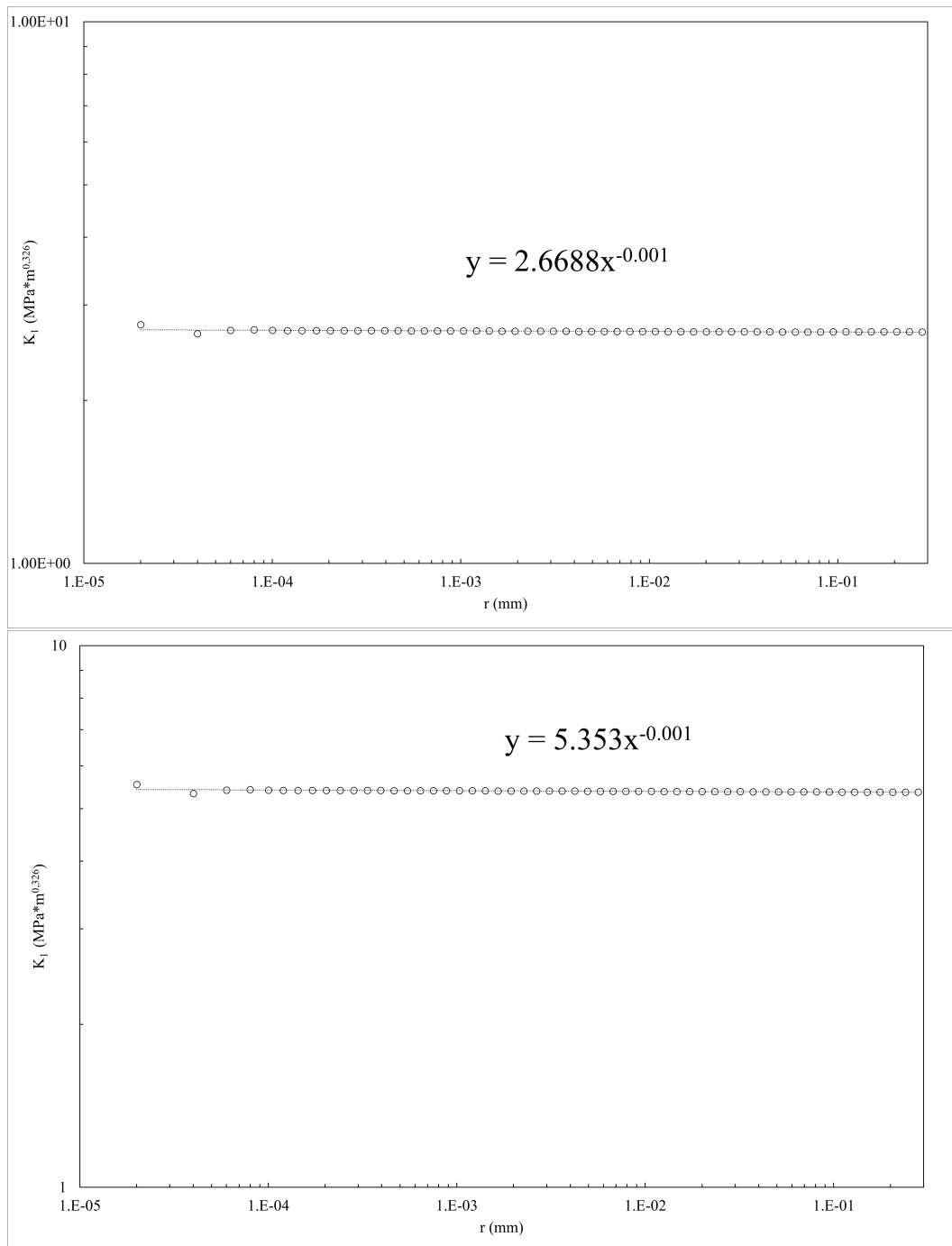


Figura 2.17: Andamento del fattore di intensificazione delle tensioni di modo I in funzione della distanza da apice intaglio per le geometrie Cruciform 1 e 12.

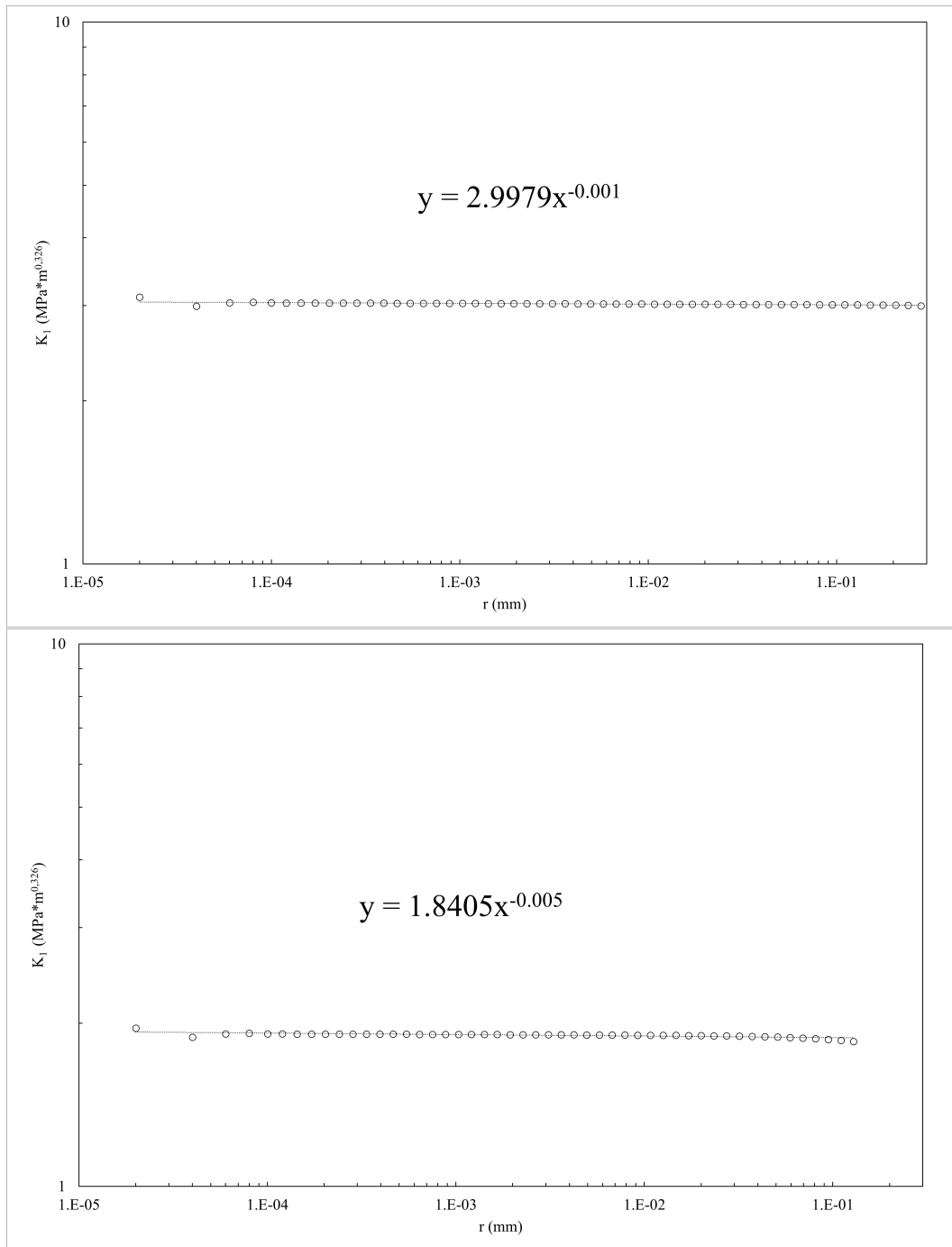


Figura 2.18: Andamento del fattore di intensificazione delle tensioni di modo I in funzione della distanza da apice intaglio per le geometrie Cruciform 16 e giunta a T 23.

Come è possibile notare dalle Figure 2.17 e 2.18 il coefficiente moltiplicativo delle curve interpolanti corrisponde proprio a valore del NSIF di modo I cercato, ottenuto per applicazione di un carico unitario. In Tabella 2.9 è proposto un riassunto dei risultati ottenuti dall'applicazione del metodo ed un confronto con le stime proposte dal PSM, nonché lo scarto tra i due approcci. Si può notare come le differenze tra i due metodi siano sempre contenute, soprattutto per un utilizzo ingegneristico del dato.

Geometria del Giunto	$\Delta K_1(NSIF)[MPa \cdot mm^{0.326}]$	$\Delta K_1(PSM)[MPa \cdot mm^{0.326}]$	$\Delta\%$
1-Cruciform	2.669	2.606	-2.36%
12-Cruciform	5.353	5.519	3.10%
23-Cruciform	2.998	2.896	-3.40%
23-T	1.841	1.895	2.93%

Tabella 2.9: Confronto dei valori del NSIF di modo I calcolati con il metodo NSIF e PSM.

### 2.3.2 Metodo SED

L'estrapolazione dei risultati, completata l'analisi per il metodo SED, risulta decisamente meno laboriosa e macchinosa. Nello specifico, utilizzando il software Ansys®, è necessario utilizzare lo strumento "Element Table" dell'ambiente di "Postprocessor". Infatti, come già esposto nel Capitolo 1, il software mette a disposizione dell'utente strumenti che permettono rapidamente di calcolare dati come il volume di una regione oppure l'energia di deformazione in esso contenuta. Nel dettaglio, per il calcolo del volume occupato dal "volume di controllo" si utilizzerà la "Element Table" denominata "Elem volume VOLU", mentre per il calcolo dell'energia di deformazione quella chiamata "Strain enrg SENE".

L'ovvio successivo passaggio è fare il rapporto tra i due dati, al fine di ottenere il SED mediato ( $\Delta\bar{W} = \frac{SENE}{VOLU}$ ). I risultati per le diverse geometrie analizzate con applicazione di un carico unitario (1MPa) sono esposti in Tabella 2.10.

Geometria del Giunto	SENE [mJ]	VOLU [mm <sup>3</sup> ]	$\Delta\bar{W} [MJ/m^3]$
1-Cruciform	$1.44 \cdot 10^{-6}$	0.153	$9.45 \cdot 10^{-6}$
12-Cruciform	$5.90 \cdot 10^{-6}$	0.153	$3.86 \cdot 10^{-5}$
16-Cruciform	$1.86 \cdot 10^{-6}$	0.153	$1.21 \cdot 10^{-5}$
23-T	$6.93 \cdot 10^{-7}$	0.153	$4.53 \cdot 10^{-6}$

Tabella 2.10: Risultati dell'applicazione del metodo SED per un carico unitario.

Le relazioni per calcolare il SED mediato sono piuttosto semplici al calcolatore, tuttavia è molto importante ricordare che il suo legame con la tensione applicata non è di tipo lineare. Per applicazione di carichi diversi dal valore unitario sarà quindi necessario aggiornare i risultati relativi al SED mediato tenendo conto della relazione quadratica che intercorre tra i parametri ( $\Delta\bar{W} \propto \sigma_{nom}^2$ ).

### 2.3.3 Peak Stress Method

L'analisi della resistenza a fatica dei giunti analizzati, secondo il Peak Stress Method, richiede il calcolo della tensione equivalente di picco  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ . Tale parametro, vista la presenza del solo modo I di apertura, è facilmente calcolabile con la seguente formula, derivata dall'equazione (1.10):

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta\sigma_{\theta\theta,\theta=0,peak}^2} \quad (2.2)$$

dove l'espressione di  $f_{w1}$  è data da (1.11a).

I valori dei parametri comuni a tutte le geometrie (per angolo di apertura  $2\alpha$  dell'intaglio e materiale del giunto), ricavati dalle Tabelle 1.1 e 2.6, sono di seguito riportati:

$1 - \lambda_1$	$\nu$	$e_1$	$K_{FE}^*$
0.326	0.3	0.117	1.38

Tabella 2.11: Parametri comuni a tutte le geometrie per l'applicazione del PSM.

Il valore del raggio di controllo è pari a  $R_0 = 0.28mm$  trattandosi di giunti saldati in acciaio, inoltre è stato assunto  $c_{w1} = 1$ , poichè i giunti si trovano allo stato *as - welded*.

In ultimo, è necessario il valore della tensione di picco di modo I  $\Delta\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$  ricavato dall'analisi FEM. Per estrarre tale valore si è posizionato un sistema di riferimento cilindrico sul nodo di apice intaglio, adeguatamente orientato in modo che l'asse  $X$  locale coincidesse con la bisettrice di intaglio ( $2\alpha = 135^\circ$ ). Il valore della tensione in direzione  $Y$  locale rappresenta proprio la tensione  $\Delta\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$  cercata.

Di seguito, si presenta una tabella riassuntiva dell'applicazione del metodo e contenente i risultati. I risultati presentati in Tabella 2.12 sono riferiti ad una tensione nominale applicata pari ad  $1MPa$ , tuttavia grazie alla linearità del metodo risulta molto semplice aggiornare i dati per carichi applicati diversi ( $\sigma_{nom} \neq 1MPa$ ).

Geometria del Giunto	a [mm]	d [mm]	$f_{w1}$	$\Delta\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{eq, peak}$ [MPa]
1-Cruciform	6.5	2	1.328	1.507	2.001
12-Cruciform	50	15	2.562	1.654	4.238
16-Cruciform	50	2	1.328	1.674	2.224
23-T	6	1	1.060	1.373	1.455

Tabella 2.12: Risultati dell'applicazione del PSM per un carico unitario.

## 2.4 Elaborazione statistica e bande di dispersione

In ultimo, a complemento dei risultati appena esposti, si richiedeva di generare delle bande di dispersione per i provini precedentemente analizzati a partire da alcuni dati sperimentali presenti in Tabella 2.13.

Geometria del Giunto	$\Delta\sigma_{nom}$ [MPa]	$N_f$ [cicli]
1-Cruciform	200	192000
	140	507000
	100	2937000
	80	4297000
12-Cruciform	150	109000
	120	224000
	100	322000
	65	1153000
16-Cruciform	55	2147000
	260	120000
	220	200000
	180	302000
	140	744000
23-T	120	1180000
	110	2158000
	300	135000
	260	237000
	200	407000
	190	573000
	180	665000
160	1525000	
23-T	150	1534000
	140	2601000

Tabella 2.13: Dati sperimentali relativi all'addestramento 2D: tensione nominale applicata e relativa vita a fatica per ogni geometria considerata.

Tali dati sono stati aggiornati a seconda della banda di progettazione che si desiderava ottenere attraverso i risultati esposti nelle Tabelle 2.9, 2.10, 2.12, ricordando sempre che per quanto riguarda l'approccio SED intercorre una relazione di tipo quadratico tra le tensioni e il parametro  $\Delta\bar{W}$ , a differenza degli altri metodi analizzati. Successivamente, al fine di generare le bande di dispersione relative ai dati sperimentali forniti, si è reso necessario l'utilizzo di un particolare programma: una macro di Microsoft Excel<sup>®</sup> fornita direttamente dal Relatore di questa Tesi di laurea magistrale. Nonostante la semplicità di utilizzo, questo strumento risulta essere piuttosto potente, infatti può bastare l'esiguo campione di dati presi in esame per generare delle bande di dispersione che, come si vedrà, sono perlomeno confrontabili con quelle presenti in letteratura. Di seguito, in riferimento alla Figura 2.19, verranno ripercorsi i principali passi da seguire per utilizzare correttamente la macro. Si propone come esempio la creazione della banda di dispersione  $\Delta\sigma_{nom} - N_f$ , utilizzando i dati presenti in Tabella 2.13, tuttavia tale procedura risulta del tutto analoga qualsiasi sia il parametro in esame. Per comodità, in Figura 2.19, si sono tracciate delle aree di interesse con numerazione analoga all'elenco puntato presente di seguito.

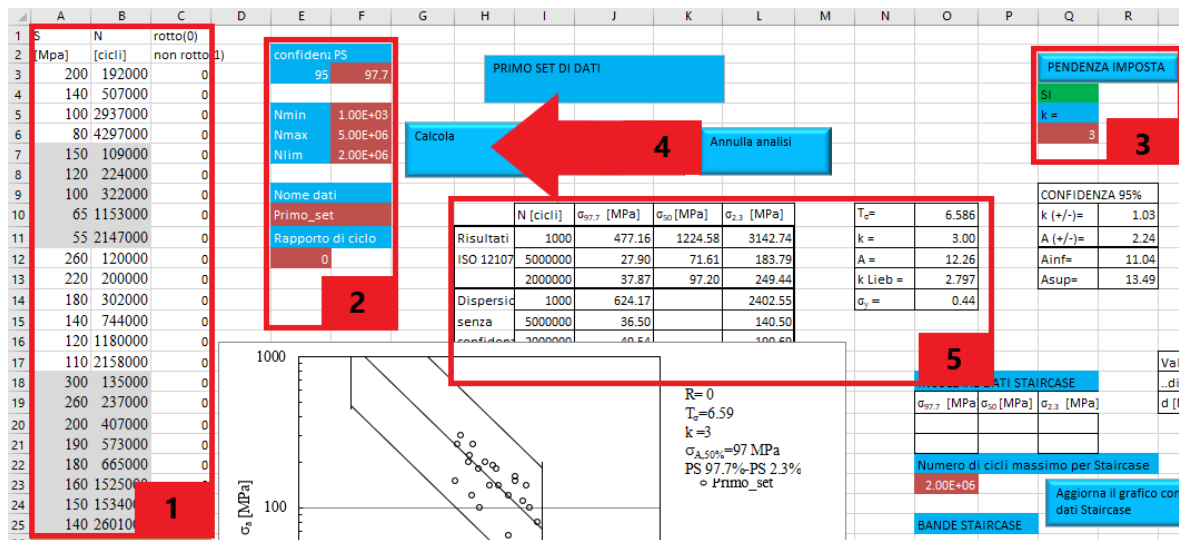


Figura 2.19: Schermata principale del “Programma rianalisi statistica dati FATICA” con evidenziate e numerate le principali aree di interesse.

- 1 Nelle prime due colonne è necessario introdurre come input i dati sperimentali da esaminare, rispettivamente il parametro di studio, in questo caso la tensione nominale, e la corrispondente vita a fatica. La terza colonna restituirà una serie di zeri, ipotizzando quindi il dato a fatica corrisponda ad una rottura.
- 2 Partendo all’alto, nella cella F3 si può impostare la percentuale di sopravvivenza per cui si vuole generare la banda di dispersione, solitamente questo valore viene impostato al 97.7% come consueto ritrovare in letteratura. La cella accanto indica il grado di confidenza con il quale viene generata la banda, si è impostato il valore al 95% per tutti i metodi analizzati. Nelle celle sottostanti è possibile definire il dominio di calcolo, scegliendo i due valori limite “Nmin” e “Nmax”. Poi è necessario impostare il valore del limite a fatica del materiale utilizzato “Nlim”, che per gli acciai risulta  $2 \cdot 10^6$  cicli. Infine bisogna scegliere il rapporto di ciclo a cui si svolgono le prove.
- 3 Si imposta la pendenza inversa “k” delle rette della banda di dispersione, è un dato che si ricava facilmente dalla letteratura in base al parametro di studio e al materiale considerati.
- 4 Impostati tutti i parametri discussi ai punti precedenti non rimane che far partire la macro con il comando “calcola” indicato dalla freccia.
- 5 I risultati sono presentati in due tabelle, oltre che nel grafico parzialmente visibile in Figura 2.19. La tabella di sinistra riporta i valori del parametro di studio corrispondenti a tre numeri di cicli e tre diverse probabilità di sopravvivenza, conseguenza delle scelte adoperate al punto 2. La tabella di destra invece riporta alcuni parametri statici di interesse: la deviazione standard  $\sigma_y$  e lo scarto  $T_\sigma$ , definito come il rapporto tra i valori che assume il parametro di studio a “Nlim” per le probabilità di sopravvivenza limite (97.7% e 2.3% nel caso in esame).



Finalmente è possibile presentare le bande di dispersione ottenute per i vari parametri di studio:

- $\Delta\sigma_{nom} - N_f$  in Figura 2.20;
- $\Delta K_1 - N_f$  in Figura 2.21;
- $\Delta\bar{W} - N_f$  in Figura 2.22;
- $\Delta\sigma_{eq,peak} - N_f$  in Figura 2.23.

Le varie bande proposte sono confrontate con le corrispondenti presenti in letteratura tracciate in rosso.

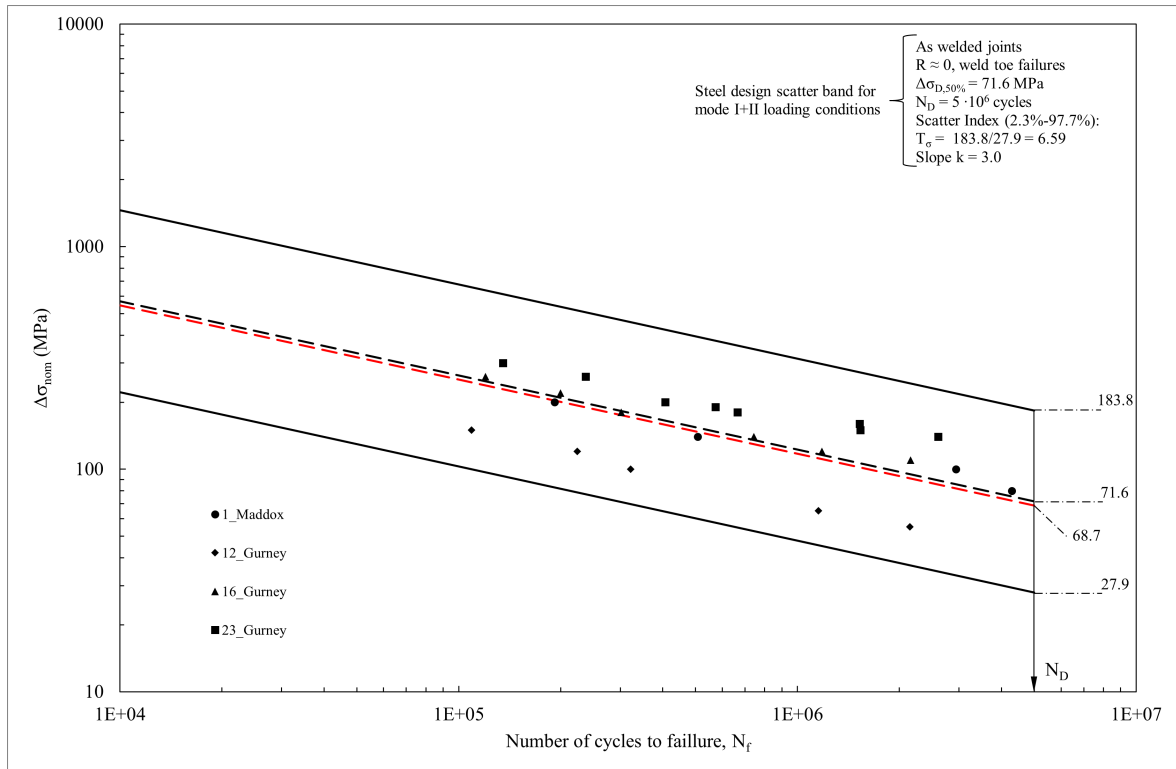


Figura 2.20: Banda di dispersione  $\Delta\sigma_{nom} - N_f$  ottenuta e confronto con la letteratura [17].

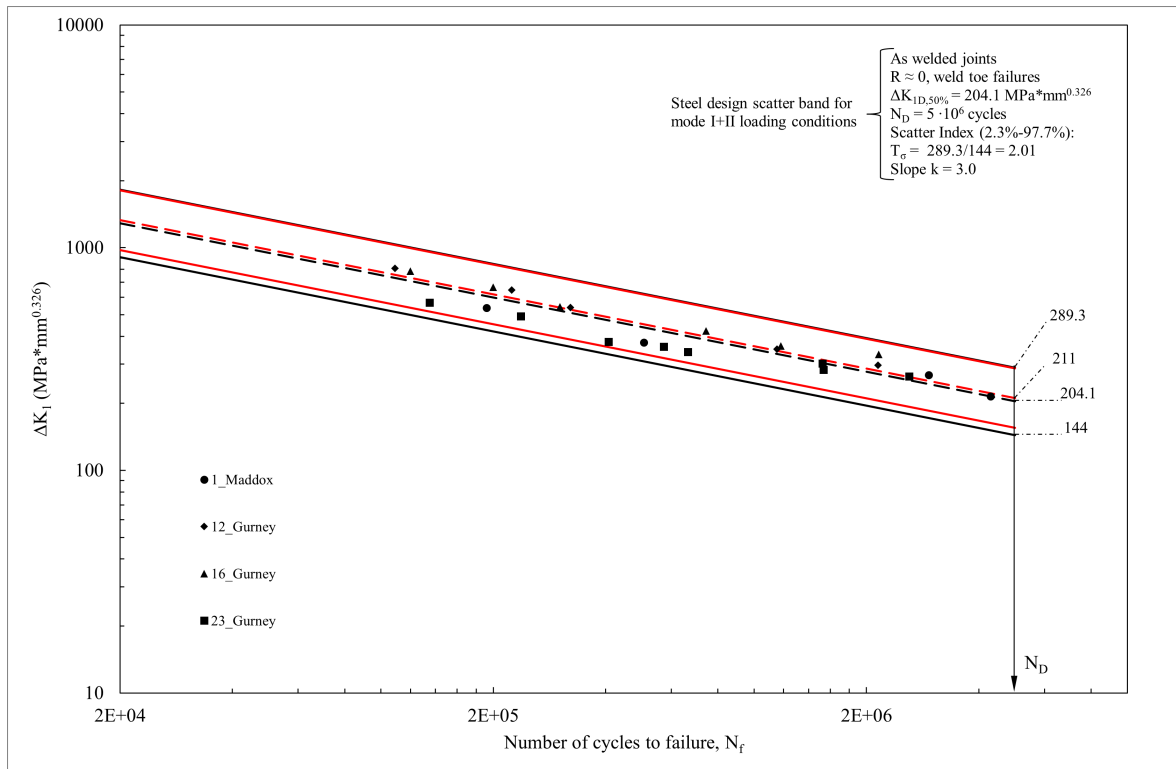


Figura 2.21: Banda di dispersione  $\Delta K_I - N_f$  ottenuta e confronto con la letteratura [17].

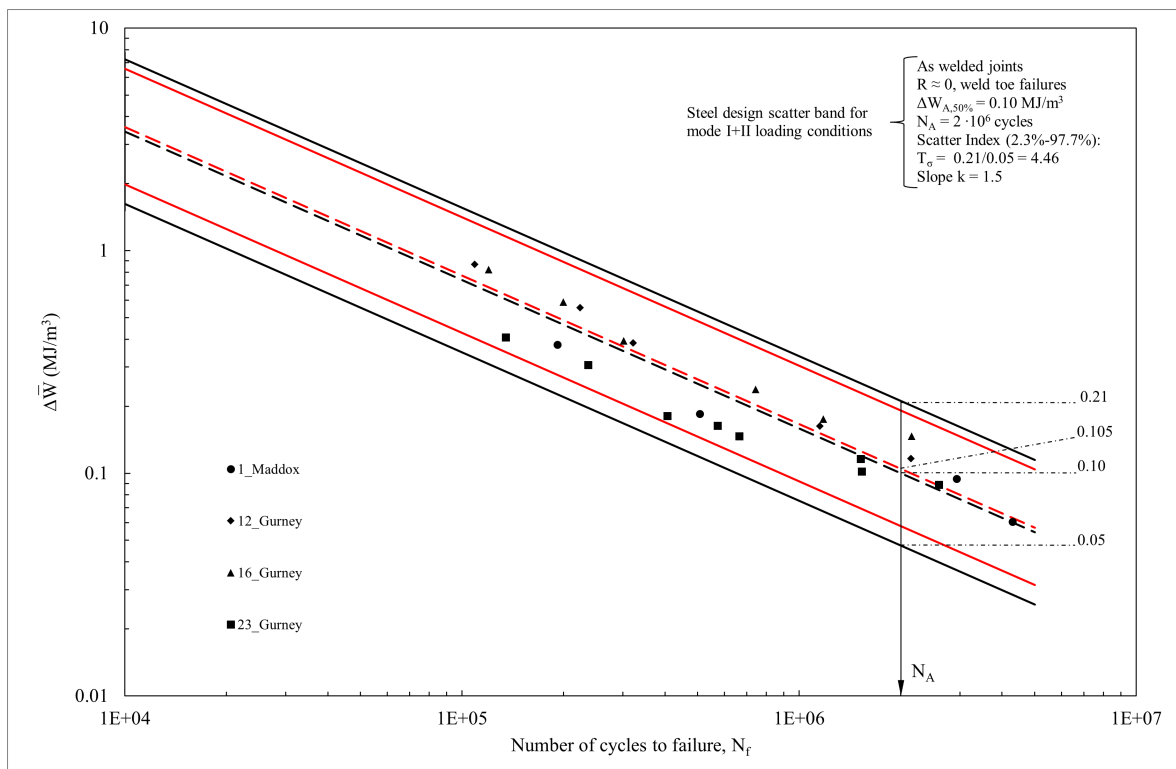


Figura 2.22: Banda di dispersione  $\Delta \bar{W} - N_f$  ottenuta e confronto con la letteratura [20].

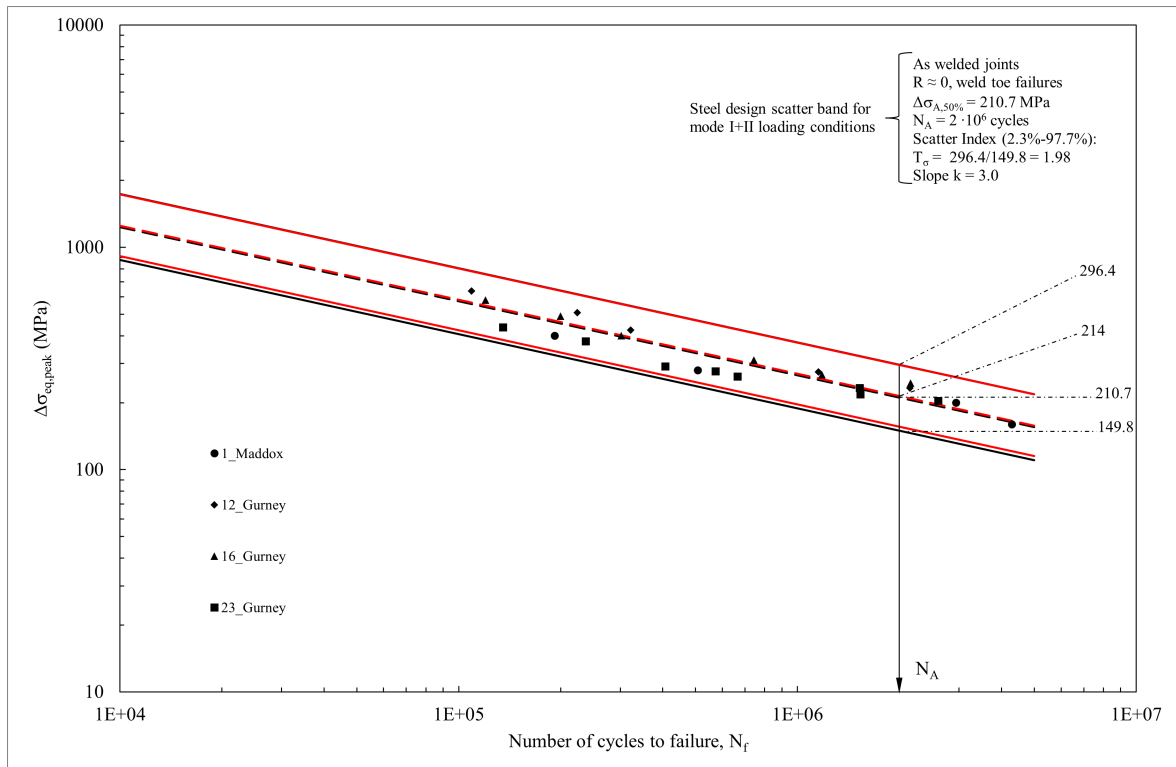


Figura 2.23: Banda di dispersione  $\Delta\sigma_{eq,peak} - N_f$  ottenuta e confronto con la letteratura [33].

## 2.5 Commento dei risultati

Le Figure 2.20, 2.21, 2.22 e 2.23 già da sole offrono una buona visualizzazione delle differenze tra bande per i vari metodi esplorati. Urge precisare che la natura dello scarto tra le bande ottenute attraverso la macro Microsoft Excel® (in nero) e quelle proposte in letteratura (in rosso) è da ricercarsi proprio nella quantità di dati sperimentali utilizzati per la loro costruzione, infatti il campione utilizzato è decisamente esiguo per aspettarsi una solida rappresentazione statistica. Nonostante le considerazioni appena esposte, è possibile ritenersi più che soddisfatti del risultato di questo primo addestramento.

Merita ulteriore menzione lo scarto  $T_\sigma$ , infatti proprio per come è definito risulta direttamente correlato alla larghezza della banda. Sarà quindi preferibile un valore minore di  $T_\sigma$ , cui corrisponderà un addensamento dei risultati verso il centro della banda. Da un rapido sguardo ai grafici, è possibile notare come lo scarto minore sia proprio riferito al PSM, un ulteriore vantaggio di questo approccio.



## CAPITOLO 3: Addestramento 3D

Questo secondo capitolo di addestramento vuole configurarsi non solo come naturale proseguimento del precedente (Capitolo 2), in continuità per quanto riguarda l'ambiente di lavoro utilizzato Mechanical APDL 2021 R2, ma anche come approfondimento sull'applicazione esclusiva del Peak Stress Method con diversi tipi di elementi finiti tridimensionali. Come sarà possibile apprezzare, l'aggiunta della terza dimensione spaziale aumenta il grado di complessità dell'analisi. A titolo d'esempio si pensi alla valutazione delle tensioni di picco lungo il cordone di saldatura: mentre nel caso bidimensionale bastava esplorare un solo nodo, in tre dimensioni sarà necessario ricavare i risultati a partire da un gruppo di molteplici nodi. In conseguenza, l'analisi risulterà più elaborata, non solo per quanto riguarda le operazioni preliminari (modellazione geometrica, generazione della mesh, etc.), ma anche durante la fase di rielaborazione dei risultati ottenuti dal modello FEM.

Nel corso del presente addestramento si richiede di rianalizzare una delle sette geometrie presenti all'interno dell'articolo [15]. Come precedentemente accennato, si sono svolte le analisi utilizzando tre differenti elementi finiti:

- Brick-8-node (SOLID 185);
- Tetra-4-node (SOLID 285);
- Tetra-10-node (SOLID 187).

In ultimo, si pone l'obiettivo di confrontare i dati sperimentali con la banda di dispersione proposta in letteratura [33].

Poiché l'addestramento riguarda solamente l'applicazione del Peak Stress Method si ritiene utile fin d'ora riportare in Tabella 3.1 [33] un riassunto delle condizioni di applicabilità del metodo. Si noti come sia sufficiente studiare il solo modo I di apertura dell'intaglio, dati il carico di pura trazione e l'assenza della cricca a radice, conseguenza della saldatura a piena penetrazione [15].

Summary of parameters  $K_{FE}^*$  and mesh density  $a/d$  requirements to apply the PSM with Ansys®.

Loading	FE analysis		PSM parameters	$2\alpha = 0^\circ$	$2\alpha = 90^\circ$	$2\alpha = 120^\circ$	$2\alpha = 135^\circ$	a-root side	a-toe side
	2D/3D	FEtype#							
Mode I	2D	Plane-4	$K_{FE}^*$	$1.38 \pm 3\%$					
		3D <sup>+</sup>	Brick-8	$(a/d)_{min}$	3				
	3D <sup>+</sup>	Tetra-4	FE at notch tip		4	4	2	2	
			$K_{FE}^*$	$1.75 \pm 22\%$					
	3D <sup>+</sup>	Tetra-10	$(a/d)_{min}$		3				
			FE at notch tip		not to be checked				
			$K_{FE}^*$	$1.05 \pm 15\%$			$1.21 \pm 10\%$		

<sup>+</sup> "Full graphics" option of Ansys® code must be activated when calculating peak stresses according to 3D PSM.

# FE of Ansys® code: Plane-4 = PLANE 182 (K-option 1 set to 3) or PLANE 25, Brick-8 = SOLID 185 (K-option 2 set to 3), Tetra-4 = SOLID 285, Tetra-10 = SOLID 187.

Tabella 3.1: Valore del coefficiente adimensionale  $K_{FE}^*$  in base al modo di carico e all'elemento utilizzato per l'analisi FEM (libreria Ansys®), delle condizioni di applicabilità del PSM [33].

### 3.1 Geometria

Gandhi, all'interno del suo articolo [15], indaga il comportamento di giunti saldati a T composti da due elementi tubolari: l'elemento principale, Chord, a sezione quadrata e il secondario, Brace, a sezione circolare. Le prove sperimentali prevedono che il Brace sia caricato a trazione, mentre il Chord vincolato, tramite incastro, alle estremità. In Figura 3.1 [36] si può osservare la geometria nominale analizzata in questo addestramento.

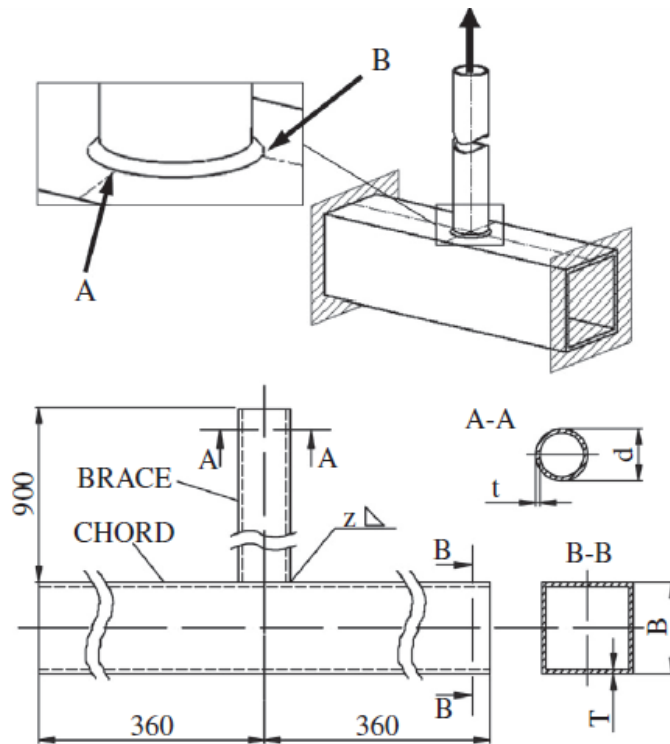


Figura 3.1: Geometria nominale del giunto saldato studiato da Gandhi [15, 36].

I punti “A” e “B” evidenziati in Figura 3.1, appartenenti al cordone di saldatura, indicano le zone interessate dall’innescio di cricche durante le prove sperimentali. Più in dettaglio, la geometria studiata in questo lavoro, le cui caratteristiche dimensionali sono riportate in Tabella 3.2, ha sperimentato rottura a piede cordone lato Chord in prossimità del punto “A”.

Geometria n°	B [mm]	T [mm]	d [mm]	t [mm]	z [mm]
TA1	200	10	51	6.3	6.3

Tabella 3.2: Dimensioni caratteristiche della geometria analizzata [15].

Si preferisce sottolineare fin d’ora che, viste le evidenti simmetrie presenti, è stato possibile modellare solamente  $\frac{1}{4}$  di geometria nominale. Ormai risulterà lapalissiano, ancor di più nel caso di analisi tridimensionali, come ciò si ripercuota positivamente sulle tempistiche legate al calcolo della soluzione da parte del software.

### 3.2 Analisi FEM con elementi cubici (SOLID 185)

Purtroppo gli elementi cubici Brick-8-node (SOLID 185 nella libreria di Ansys®) mal si prestano all’analisi diretta di geometrie complesse. Tali elementi finiti risultano parecchio influenzati dalla conformazione della mesh generata, o meglio dalla distorsione del singolo elemento. Sembrerà una considerazione banale, in fondo lo ricorda il loro stesso nome, gli elementi cubici a 8 nodi devono essere “più possibile cubici”: ovvero i lati lungo le tre dimensioni devono essere pressoché della stessa lunghezza e gli angoli tra essi vicini al valore di  $90^\circ$ .

Discende da queste motivazioni la decisione di servirsi della tecnica del “submodeling”. Questo metodo prevede di isolare la sola parte di interesse, detta “submodel”, dall’intera geometria da analizzare, che prende il nome di “mainmodel”. La frontiera tra “submodel” e “mainmodel” è denominata “cut boundary”, in uno studio tridimensionale come quello condotto assume l’aspetto di una superficie. Quest’ultimo permette il passaggio di informazione dal “mainmodel” al “submodel”, che si esprime attraverso gli spostamenti stessi della superficie. In seguito, si avrà occasione di affrontare in maniera più esaustiva l’utilizzo della tecnica del “submodeling”

nell'applicazione del Peak Stress Method con elementi tridimensionali, seguendo i passaggi della Letteratura di riferimento [36, 29].

### 3.2.1 Element type & Material

Come appena anticipato, l'analisi strutturale con elementi cubici a 8 nodi è piuttosto macchinosa. Nota la complessità in gioco, nel seguito di questo paragrafo, si cercherà di seguire uno schema logico-cronologico che rispecchi l'evoluzione dell'analisi concentrando il focus dell'attenzione sulla scelta dell'elemento finito da utilizzare.

Il primo passo consiste nel generare la mesh del "mainmodel", in questo caso si è privilegiata la scelta di elementi tetraedrici a 10 nodi, SOLID 187 nella libreria di Ansys®. L'ovvio successivo passaggio è quello di originare la mesh del "submodel" con elementi cubici, tuttavia facendo attenzione alle stringenti condizioni di cui si è discusso sopra. Al fine ottenere degli elementi molto regolari, si sono generati gli elementi cubici per estrusione a partire da una mesh di elementi Plane-4-node, PLANE 182 nella libreria di Ansys®.

Riassumendo, gli elementi finiti utilizzati sono:

- Tetra-10-node (SOLID 187);
- Plane-4-node (PLANE 182), in Figura 2.2 sono presenti le key-options da modificare;
- Brick-8-node (SOLID 185), la cui key-option 2 deve essere impostata su "Simple Enhanced Strain" come riportato in Figura 3.2 [33].

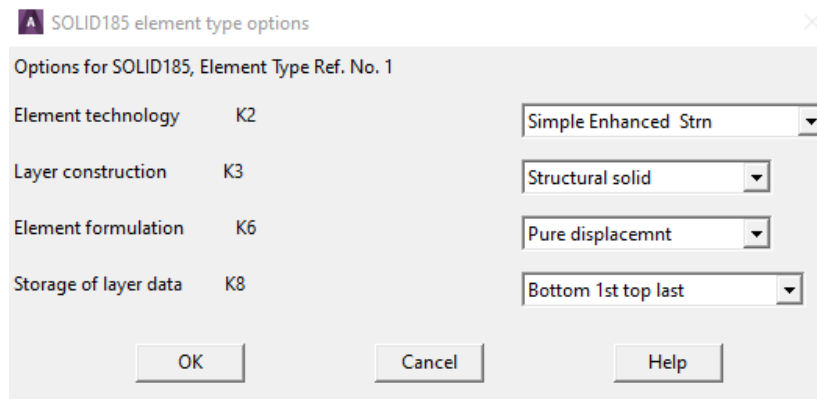


Figura 3.2: Key-option da impostare per l'elemento SOLID185 [33].

Per quanto riguarda la scelta del materiale, la Letteratura [15] afferma il giunto sia in acciaio strutturale, quindi sembra più che ragionevole imporre le seguenti proprietà fisiche:

- modulo di Young  $E = 206000$  MPa;
- coefficiente di Poisson  $\nu = 0.3$ ;

dopo aver scelto un modello di materiale con comportamento isotropico lineare elastico.

### 3.2.2 Introduzione al "submodeling"

Una volta selezionati i parametri relativi al materiale ed elementi finiti da utilizzare, è possibile procedere con l'effettiva analisi agli elementi finiti. Nei prossimi paragrafi si ripercorreranno i passi seguiti per applicare correttamente la tecnica del "submodeling" al giunto analizzato. Si ricorda, per amor di cronaca, che le analisi sono state svolte per lo più attraverso l'uso di codici APDL, disponibili in versione integrale in Appendice A.2.

### 3.2.3 "Mainmodel"

In virtù delle evidenti simmetrie del giunto saldato, è stato possibile studiare solamente  $\frac{1}{4}$  di geometria nominale, applicando gli appositi vincoli alle superfici di simmetria, evidenziate nella parte sinistra della Figura 3.3. Nella medesima immagine, a destra, è possibile osservare la superficie interessata dal vincolo di incastro e il carico unitario di pressione applicato al Brace. Si noti come la lunghezza del Brace modellato sia stata ridotta

a soli  $300\text{mm}$ , a differenza dei  $900\text{mm}$  indicati in Figura 3.1.

Tale assunzione non è poi così problematica, poiché l'effetto del carico di trazione si mantiene pressoché inalterato lungo tutta la lunghezza del Brace, fatta eccezione la zona in prossimità del piede cordone, che risente di evidenti effetti locali dovuti alla configurazione geometrica. In altre parole, modellare l'estensione del Brace proprio di  $300\text{mm}$  è stata una decisione del tutto arbitraria, con il solo scopo di non introdurre ulteriori effetti locali dovuti all'applicazione del carico a piede cordone di saldatura.

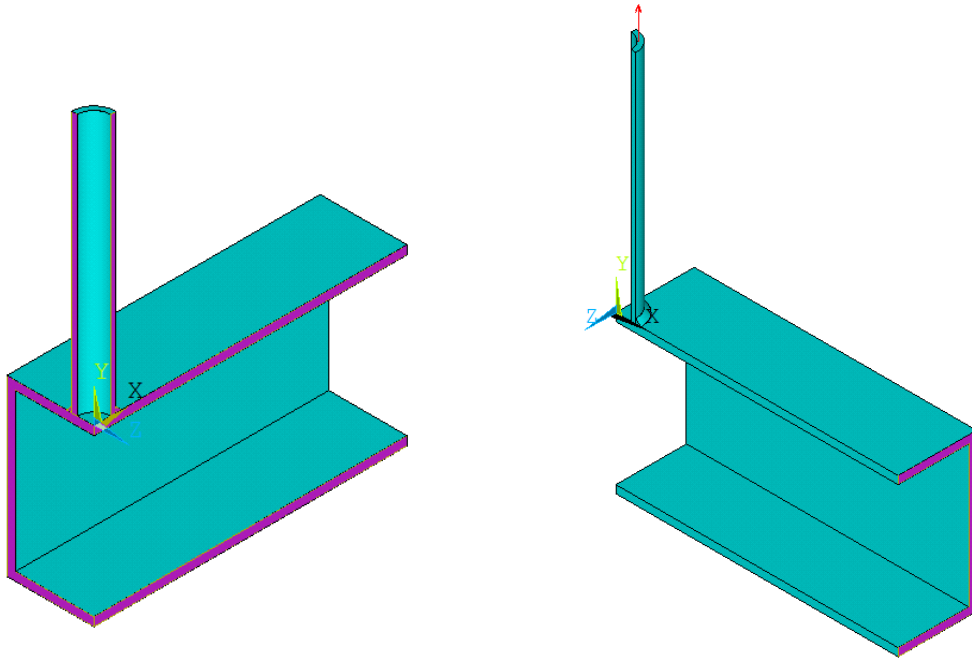


Figura 3.3: Geometria modellata in ambiente FEM: a sinistra evidenziate in viola le superfici soggette a vincolo di simmetria, a destra indicato con una freccia rossa il carico di trazione e evidenziata in viola la superficie soggetta a vincolo di incastro.

Come accennato in precedenza, il “submodel” è costituito da una porzione del “mainmodel” e lo scambio di informazione tra i due avviene proprio attraverso il “cut boundary”. È proprio la determinazione di quest’ultimo che risulta un passaggio cruciale nell’applicazione della tecnica del “submodeling”.

Allo scopo di chiarire come e dove definire questa superficie di separazione è necessario introdurre un ulteriore strumento: l’analisi a convergenza. Nell’intorno delle zone d’interesse, secondo le previsioni teoriche della MFLE, il campo tensionale diventa singolare, ovvero cresce sempre più avvicinandosi all’apice dell’intaglio acuto, raggiungendo al limite il valore infinito esattamente in corrispondenza di questo. Tuttavia la singolarità, così descritta, non potrà che rimanere solamente teorica, mai sperimentabile in ambiente FEM. D’altro canto, proprio come evidenziato nel Paragrafo 2.2.2, la dimensione di elemento gioca un ruolo fondamentale in tal senso, data la correlazione inversa che esiste tra la dimensione di elemento e il valore della tensione calcolato dal software.

Da questa riflessione nasce l’esigenza di servirsi dell’analisi a convergenza, la quale consiste nel confrontare i risultati di due mesh della stessa geometria, generate impostando differenti dimensioni di elemento. Nella pratica, si comparano i modelli FEM in termini di tensioni, o spostamenti lungo una direzione prestabilita, in prossimità della zona di interesse, imponendo un errore percentuale massimo (ad esempio 1%) come soglia di convergenza. Lontano dalla singolarità lo scarto rimarrà entro il limite prestabilito, invece avvicinandosi progressivamente aumenterà fino a superare la soglia. Il “cut boundary” potrà essere arbitrariamente posto ad una distanza tale da rispettare la convergenza dei due modelli.



Entrando nel dettaglio dell'analisi svolta, la mesh del "mainmodel" è stata generata con elementi tetragonali a 10 nodi, utilizzando il comando "Mesh Free" ed impostando una dimensione media di elemento pari a  $5mm$ . Si è seguita una procedura del tutto analoga per il modello FEM di confronto, con l'unica differenza rispetto al parametro "Global Element Size", qui impostato a  $2.5mm$ . I dati relativi alle mesh dei due modelli sono presenti in Tabella 3.3.

Modello	Element Type	Global Element Size [mm]	Elementi Generati
Mainmodel	SOLID187	5	65597
Confronto Convergenza	SOLID187	2.5	631083

Tabella 3.3: Dati relativi ai modelli FEM generati per l'analisi a convergenza.

Il parametro di confronto, scelto per l'analisi a convergenza, è stato lo spostamento verticale. Il luogo ove è stato valutato tale parametro sono le quattro linee evidenziate in viola nella Figura 3.4.

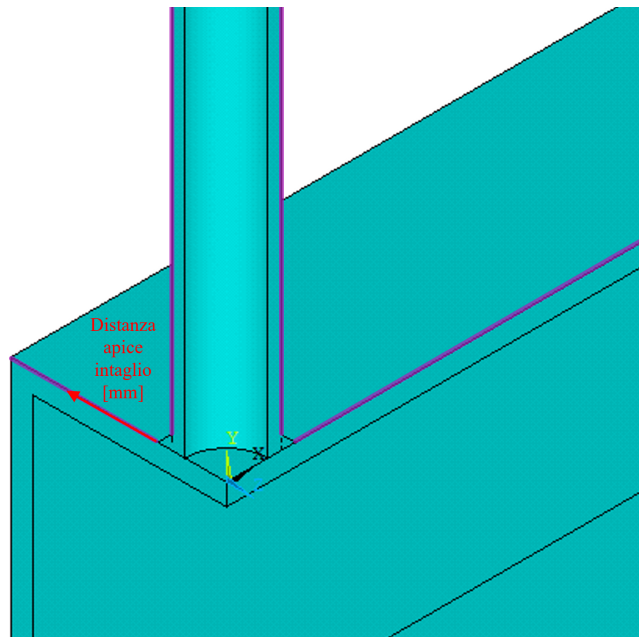


Figura 3.4: Evidenziate in viola le linee dove è stato valutato lo spostamento verticale per l'analisi a convergenza.

Al fine di non appesantire inutilmente questo paragrafo, in seguito si esporrà il procedimento eseguito per una singola linea, ovvero quella segnata con una freccia rossa, sempre in Figura 3.4, che raffigura la distanza da apice intaglio del punto in cui valutare lo spostamento verticale. Per estrarre i valori di tale spostamento si è creato un path con il comando "Define Path".

Come è possibile osservare in Figura 3.5, il risultato dell'analisi a convergenza mostra che, per una distanza poco superiore a due millimetri dall'apice intaglio, la differenza tra i due modelli è minore di un punto percentuale. La superficie di "cut boundary" è stata posta ad una distanza  $z = 6.3mm$  dall'apice intaglio, pari all'altezza del cordone di saldatura. In ultimo, si è risolto il "mainmodel".

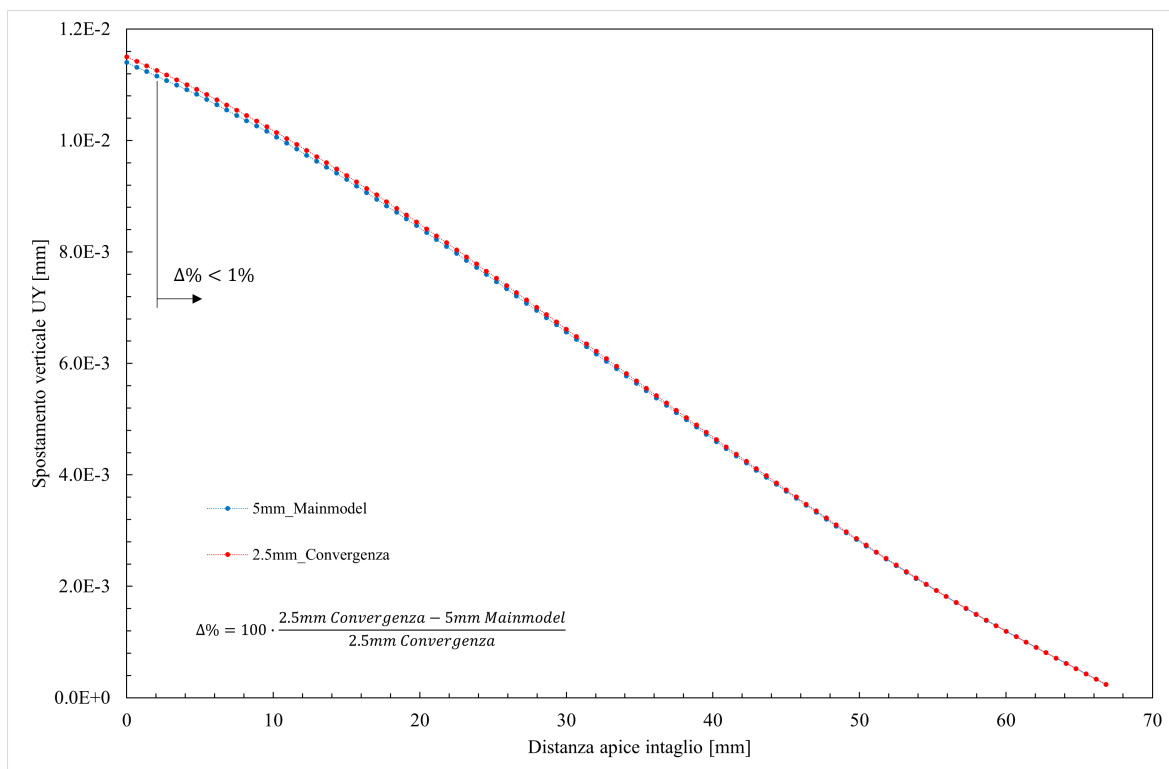


Figura 3.5: Grafico riassuntivo dei risultati dell'analisi a convergenza.

### 3.2.4 “Submodel”

Determinata la distanza a cui porre il “cut boundary”, è possibile iniziare a lavorare sul “submodel”. Rigorosamente, sarebbe necessario generare dapprima una mesh bidimensionale di elementi Plane-4-node, poi estrarla per rivoluzione attorno all'asse del Bracc. Tuttavia, per rendere più comprensibile l'esposizione, si preferisce mostrare fin d'ora in Figura 3.6 la geometria che assumerà il “submodel”: a sinistra è possibile visualizzare le superfici soggette a vincolo di simmetria, mentre a destra le superfici appartenenti al “cut boundary”.

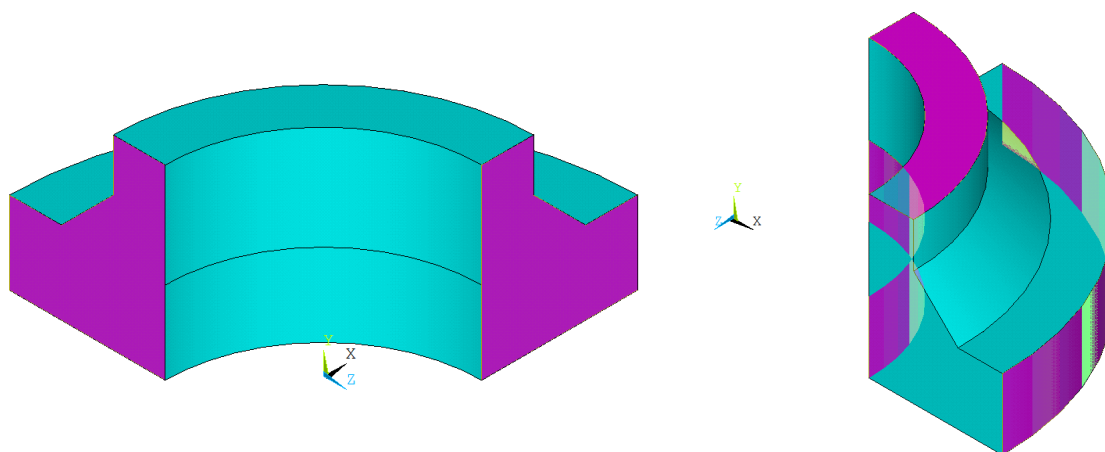


Figura 3.6: Geometria “submodel” con evidenziate in viola: a sinistra, le superfici interessate dal vincolo di simmetria, mentre a destra, quelle del “cut boundary”.

Potrebbe risultare inaspettata la presenza della superficie cilindrica interna, parte del “cut boundary”, apparentemente priva di alcuna utilità. In seguito si darà una spiegazione più esauriente, per il momento basti sapere che ha permesso di semplificare la creazione del “submodel”.

Per applicare correttamente la tecnica del “submodeling”, il primo importante dettaglio su cui porre l’attenzione è la posizione del modello. Infatti, è condizione necessaria che “mainmodel” e “submodel” condividano lo stesso sistema di riferimento. In altri termini, come può confermare il confronto delle Figure 3.3 e 3.6, i modelli si trovano alla stessa posizione relativa rispetto all’origine del sistema di riferimento.

Conclusa tale breve premessa, si può procedere con la vera e propria modellazione del “submodel”. Come anticipato, nel corso di questa analisi la modellazione geometrica e la generazione della mesh si possono vedere come due facce della stessa medaglia. Infatti, a differenza dei precedenti (e successivi) lavori non si costruirà la mesh a partire da una geometria, al contrario il volume finale sarà nativamente costituito da elementi finiti.

Il primo passo consiste nel generare la geometria bidimensionale, che in seguito verrà estrusa per rivoluzione. Proprio a causa del successivo passaggio, si è preferito aggiungere un’ulteriore superficie di “cut boundary” evidenziata in viola in Figura 3.7. Infatti, il Chord, proseguendo fino all’asse di rivoluzione, durante la successiva estrusione, avrebbe generato un gran numero di elementi con forma molto distorta in una zona di scarso interesse. Disegnata l’area di partenza, si è generata una mesh di elementi Plane-4-node imponendo una “Global Element Size” pari a  $2mm$ . Tale valore non è chiaramente casuale, infatti discende dall’osservazione delle condizioni di applicabilità del Peak Stress Method espresse in Tabella 3.1, le quali porgono la seguente dimensione massima di elemento  $d_{max} = \frac{a}{3} = \frac{6.3}{3} = 2.1mm$ . La mesh di elementi piani a 4 nodi è visibile, ancora una volta, in Figura 3.7.

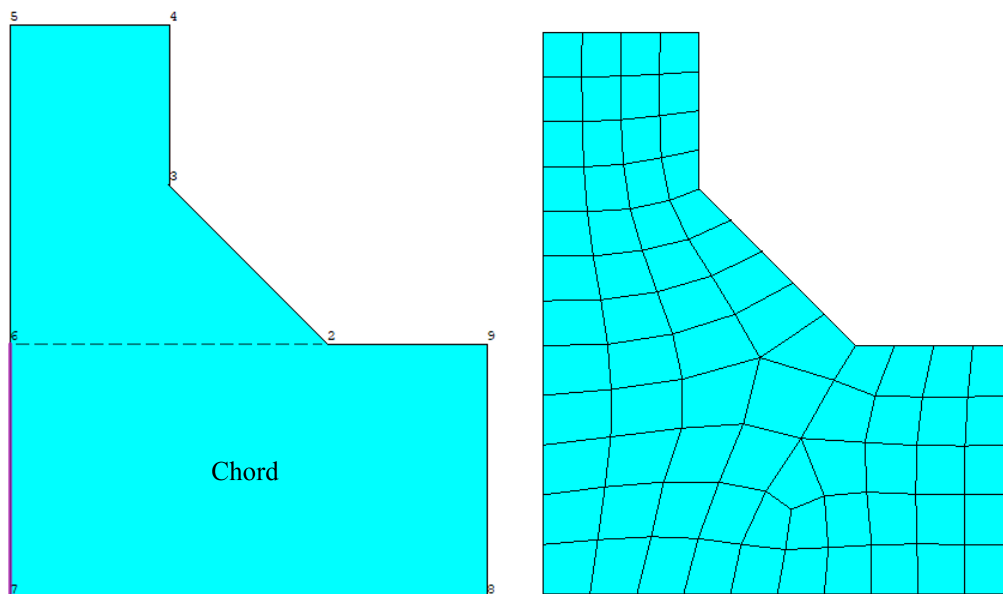


Figura 3.7: A sinistra è presente l’area di partenza per la creazione del “submodel” con evidenziate la nuova superficie di “cut boundary” e la zona occupata dal Chord, mentre a destra la mesh di elementi Plane-4-node generata.

Prima di procedere oltre, è necessario riportare l’attenzione alle zone d’interesse per l’analisi. Riguardando la Figura 3.7 si può notare che, in aggiunta al piede cordone in corrispondenza del keypoint 2, ve ne sia un altro lato Brace nel keypoint 3. Posto come asse di rivoluzione l’asse Y di Figura 3.6, è semplice rendersi conto che i due piedi cordone abbiano lunghezze differenti. Queste considerazioni, insieme alla necessità di generare una mesh molto regolare nella zona di interesse, hanno reso necessario dividere il percorso dell’analisi, portando ad originare due “submodels” distinti. In seguito nell’esposizione, si farà riferimento soltanto a quello modellato per studiare il V-notch lato Chord, che a fine analisi si scoprirà il più critico. L’estensione di tali ragionamenti al modello non considerato risulta del tutto banale.

Per estrudere la mesh bidimensionale appena creata è necessario impostare alcune opzioni di estrusione. All’interno del menù “Modeling” è possibile trovare il comando “Element Extrusion Options”, il quale una volta selezionato apre la scheda di Figura 3.8. In tale scheda devono essere impostati i seguenti parametri:

- il tipo di elemento, ovvero SOLID 185;

- il numero elementi appoggiati sulla linea generata dall'estrusione, la lunghezza del piede cordone lato Chord è pari a  $49.95\text{mm}$ , quindi per ottenere una dimensione di elemento circa di  $2\text{mm}$  è necessario prevedere 25 suddivisioni;
- spuntare la casella “Clear area(s) after ext”, questa opzione permette di eliminare automaticamente la mesh bidimensionale dopo l'estrusione.

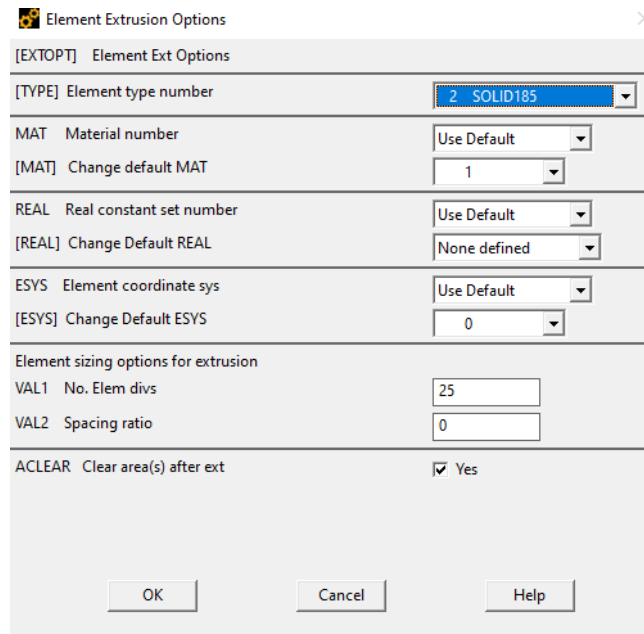


Figura 3.8: Opzioni di estrusione da impostare per generare la mesh del “submodel” per analizzare il piede cordone lato Chord.

Modificati questi parametri, non rimane che estrarre l'area di Figura 3.7 attorno all'asse Y per un angolo di  $90^\circ$ . Il risultato è visibile in Figura 3.9.

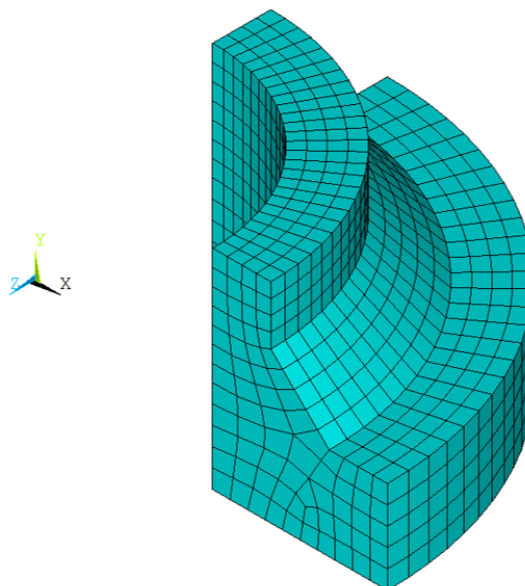


Figura 3.9: Mesh del “submodel” generato per analizzare il piede cordone lato Chord.

A fini di confronto, si riportano in Tabella 3.4 i principali parametri impostati per generare i due “submodels”.

“submodel”	Element Type	Global Element Size [mm]	Lunghezza Piede Cordone [mm]	N. Element Division	Elementi Generati
Chord	SOLID185	2	49.95	25	1850
Brace			45	23	1702

Tabella 3.4: Parametri impostati per generare le mesh dei “submodels” utilizzati per studiare i piedi cordone lato Chord e Brace.

L’ultimo importante passaggio consiste nel trasferire i carichi da “mainmodel” a “submodel” attraverso il “cut boundary”. Concettualmente questo si traduce nell’imporre delle condizioni al contorno, si coglie l’occasione per ricordare le altre condizioni di vincolo imposte al “submodel”, ovvero i vincoli di simmetria applicati alle superfici colorate di viola in Figura 3.6 a sinistra.

All’atto pratico, il passaggio di informazioni attraverso il “cut boundary” si traduce in una serie di operazioni abbastanza macchinose. Con l’obbiettivo di presentare tale serie di operazioni nel modo più ordinato possibile, si procede per punti:

### File submodel.node

All’interno del “submodel”, si genera il file submodel.node, contenente le coordinate dei nodi appartenenti alle superfici di “cut boundary”. La sequenza di comandi per creare questo tipo di file è

Preprocessor → Modeling → Create → Nodes → Write Node File

che apre la finestra in Figura 3.10, ove semplicemente si inserisce il nome del file seguito dal suffisso .node.

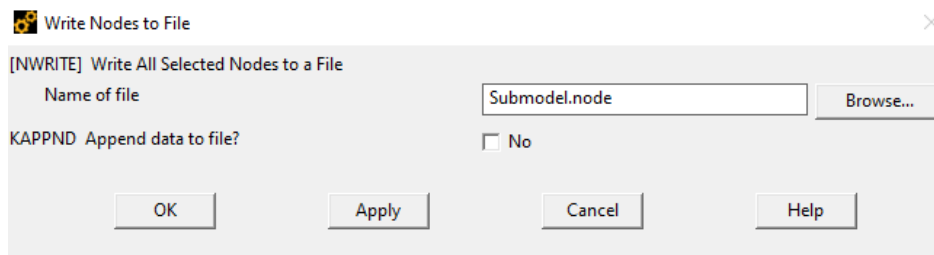


Figura 3.10: Finestra per la generazione del file submodel.node, contenente le coordinate dei nodi appartenenti alle superfici di “cut boundary”.

### File submodel.cbdo

Tornando a lavorare sul “mainmodel” risolto in precedenza, è necessario generare il file submodel.cbdo, contenente gli spostamenti dei nodi appartenenti alle superfici di “cut boundary”, a partire da quello appena creato (submodel.node). I comandi necessari per questa operazione sono

General Postproc → Submodeling → Interpolate DOF

i quali portano alla finestra in Figura 3.11, dove, nella casella Fname1 si sceglie il file precedentemente creato, mentre nella seconda casella Fname2 si inserisce il nome del file che si vuole generare seguito dal suffisso .cbdo.

In conclusione, non rimane che trasferire gli spostamenti contenuti nel file submodel.cbdo nel “submodel”. Dopo aver aperto quest’ultimo, si entri nell’ambiente di Preprocessor ed attraverso i comandi

File → Read Input from...

si selezioni il file submodel.cbdo. Le superfici di “cut boundary” risulteranno vincolate e sarà possibile risolvere il modello.

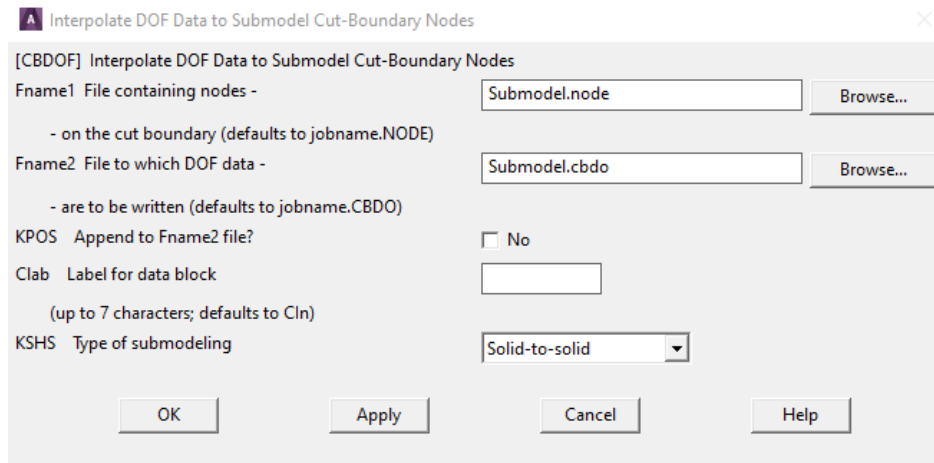


Figura 3.11: Finestra per la generazione del file submodel.cbdo, contenente gli spostamenti dei nodi appartenenti alle superfici di “cut boundary”.

### 3.3 Analisi FEM con elementi tetraedrici (SOLID 285 & SOLID 187)

Gli elementi tetraedrici risultano particolarmente adatti allo studio diretto di geometrie complesse ed articolate. La mesh, generata con questo tipo di elementi finiti, conserverà sempre un certo grado di irregolarità, accentuato soprattutto nelle zone più “esili” della geometria in esame.

Com’è possibile osservare in Figura 3.12 [5], gli elementi Tetra-10-node si differenziano dagli elementi Tetra-4-node sostanzialmente per la presenza di un ulteriore nodo intermedio per ogni spigolo.

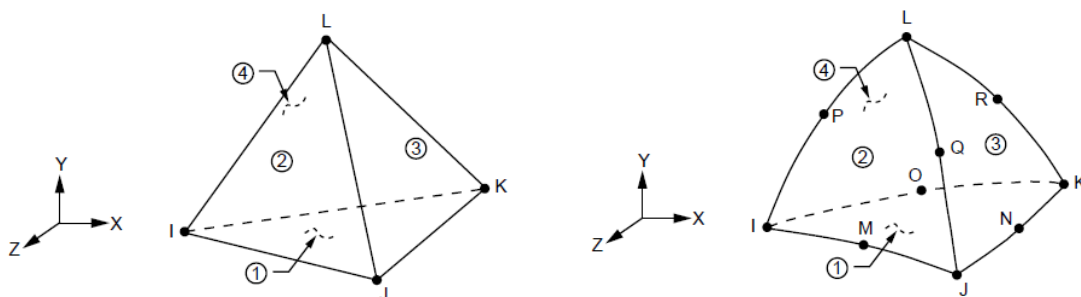


Figura 3.12: Geometria, posizione dei nodi e sistema di riferimento per gli elementi tetraedrici SOLID 285 e SOLID 187, rispettivamente a sinistra e destra. Immagini tratte da [5].

Questa differenza, da un lato comporta la creazione di un maggior numero di nodi a parità di “Global Element Size” impostata per l’elemento Tetra-10-node, dall’altro lo stesso si dimostra più “stabile” rispetto al gemello a 4 nodi, permettendo così di utilizzare una mesh più grossolana. Ciò non può portare all’erronea conclusione che un elemento finito sia intrinsecamente migliore dell’altro, si tratta di un continuo trade-off tra due alternative valide che, a seconda dell’analisi, porgerà un vincitore. In ogni caso, è comunque possibile giungere a delle conclusioni di massima:

- l’elemento SOLID 187 risulta tanto più vantaggioso, maggiore è la complessità geometrica in gioco;
- l’elemento SOLID 285 mostra la sua forza nell’analisi di geometrie meno complesse, ove può portare ad una significativa riduzione dei tempi di calcolo.

Viste le grandi somiglianze tra le due analisi condotte con elementi tetraedrici, si è deciso di esporle in parallelo nel corso di questo paragrafo. Si ricorda, anche in questo caso, che praticamente l’intero lavoro è stato svolto attraverso la compilazione di codici APDL, reperibili in versione integrale in Appendice A.2.

### 3.3.1 Element type & Material

La prima scelta da attuare è relativa al tipo di elemento da utilizzare durante l'analisi. Come già anticipato, gli elementi tetragonali ben di prestano all'analisi diretta di geometrie complesse, in conseguenza gli elementi prelevati dalla libreria di Ansys® sono:

- Tetra-4-node (SOLID 285);
- Tetra-10-node (SOLID 187).

Non si è modificata alcuna key-option per svolgere questa analisi, dunque sono state mantenute le proprietà di default degli elementi finiti selezionati.

Per quanto riguarda la scelta del materiale, è chiaramente il medesimo riportato al Paragrafo 3.2. Per comodità se ne riportano di seguito le proprietà:

- materiale a comportamento isotropo lineare elastico;
- modulo di Young  $E = 206000$  MPa;
- coefficiente di Poisson  $\nu = 0.3$ .

### 3.3.2 Modellazione geometrica

In virtù delle evidenti simmetrie del giunto saldato Gandhi [15] la modellazione geometrica ha potuto interessare solamente  $\frac{1}{4}$  della geometria nominale di Figura 3.1, applicando successivamente gli appositi vincoli di simmetria. Come sarà ormai noto, ciò ha permesso di ridurre sensibilmente i tempi di calcolo da parte del software per entrambe le analisi svolte.

La geometria in esame si può facilmente ottenere attraverso operazioni booleane elementari, questo ha permesso di modellare il giunto direttamente all'interno dell'ambiente Mechanical APDL di Ansys®. Dapprima si sono modellati tre distinti volumi, corrispondenti a Brace, Chord e cordone di saldatura visibili in Figura 3.13, che in seguito sono stati uniti attraverso l'operazione di somma booleana.

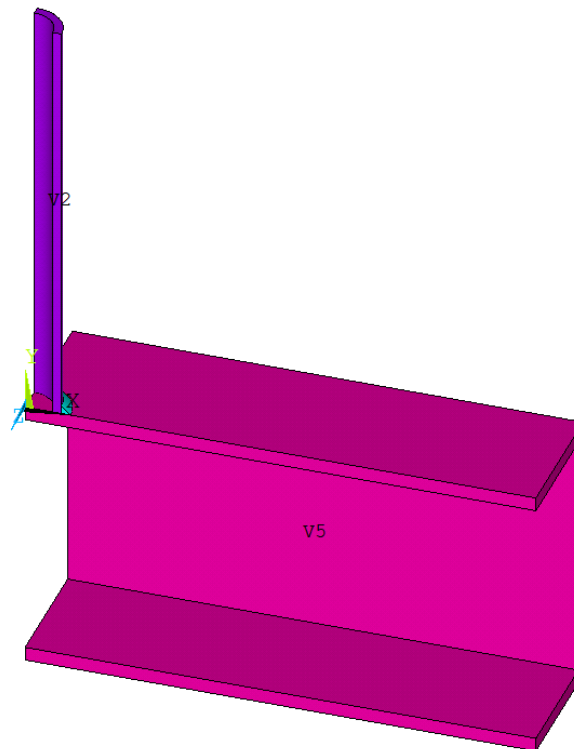


Figura 3.13: Volumi modellati in ambiente FEM per Brace, Chord e cordone di saldatura (visualizzazione dei volumi).

Nel dettaglio, i due volumi di Brace e cordone di saldatura sono stati ottenuti grazie all'estrusione di una superficie piana attorno all'asse Y di Figura 3.13 per un angolo di  $90^\circ$ , mentre il Chord è stato modellato come sottrazione booleana di due parallelepipedi retti. Al fine di risparmiare potenza di calcolo, si è accorciata la lunghezza del Brace da  $900\text{mm}$  nominali a  $300\text{mm}$  in ambiente FEM. Il risultato di queste operazioni è già stato esposto al paragrafo precedente in Figura 3.3, poiché lo stesso modello è stato impiegato come “mainmodel” nell'analisi con elementi cubici.

### 3.3.3 Mesh PSM

La generazione di una mesh compatibile con l'applicazione del Peak Stress Method richiede il rispetto delle condizioni esposte in Tabella 3.1 per gli elementi tetraedrici.

Anzitutto è necessario definire il parametro caratteristico  $a$  della geometria. Ricordando l'assenza della radice, dovuta alla saldatura a piena penetrazione, è possibile individuare il parametro caratteristico  $a$  facendo riferimento alle sole dimensioni riportate in Figura 3.14 relative ai due piedi cordone lato Chord e Brace.

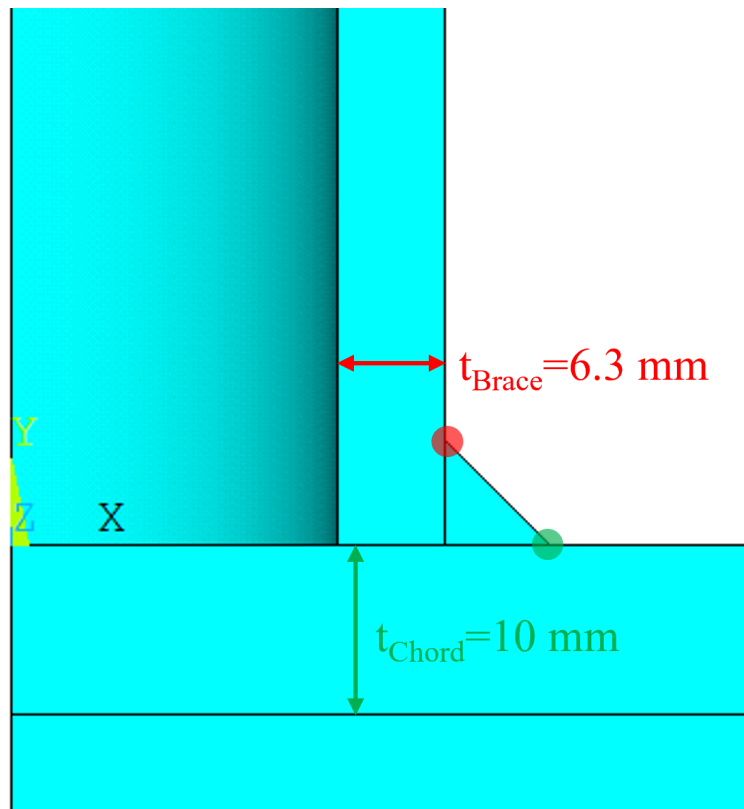


Figura 3.14: Dimensioni caratteristiche del giunto Gandhi relative ai piedi cordoni lato Chord e Brace.

Al fine di studiare l'intero giunto con un solo modello FEM (uno per ogni elemento finito) si pone  $a$  pari allo spessore del Brace, ovvero  $a = t_{Brace} = 6.3\text{mm}$ .

Infine, imponendo le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per gli elementi tetraedrici si può ricavare la massima dimensione di elemento ammissibile, come riportato in Tabella 3.5 assieme alle “Global Element Size” impostate per le analisi con elementi Tetra-4-node e Tetra-10-node, ed infine il numero totale di elementi generati per ogni modello.

Element Type	$(\frac{a}{d})_{min}$	$d_{max}[mm]$	Global Element Size [mm]	Elementi Generati
Tetra-4-node	3	2.1	2	65597
Tetra-10-node	1	6.3	5	1113458

Tabella 3.5: Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, scelta della “Global Element Size” impostata in Mechanical APDL e conseguente numero di elementi generati.



Si riportano in Figura 3.15 le mesh ottenute nei due casi in esame nella zona in prossimità del cordone di saldatura.

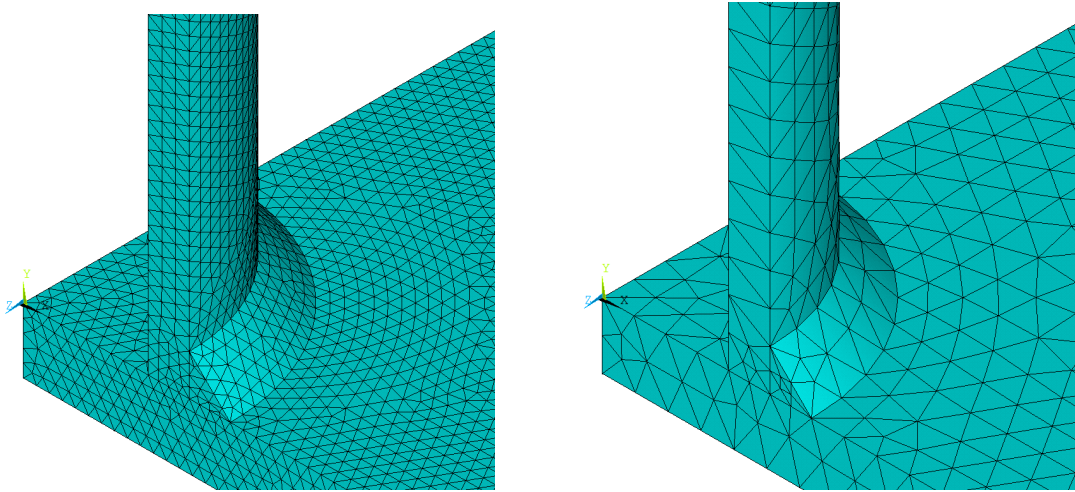


Figura 3.15: Dettaglio nei pressi del cordone di saldatura delle mesh ottenute per i modelli studiati con gli elementi Tetra-4-node e Tetra-10-node, rispettivamente a sinistra e a destra.

### 3.3.4 Applicazione di carichi e vincoli

Lo schema di vincolo dei modelli studiati risulta del tutto analogo a quello applicato al “mainmodel” del giunto esaminato con elementi Brick-8-node, riportato al Paragrafo 3.2.3. Si è preferito comunque riportare sinteticamente la procedura eseguita per vincolare i modelli studiati con elementi tetraedrici.

Si ricorda che, grazie alle simmetrie presenti, è stato possibile modellare solamente  $\frac{1}{4}$  della geometria nominale, applicando i vincoli di simmetria in ambiente FEM alle superfici evidenziate in Figura 3.16 a sinistra. Successivamente è stato imposto un carico di trazione unitario al membro Brace ed un vincolo di incastro che ha interessato la superficie evidenziate in viola, sempre in Figura 3.16, a destra.

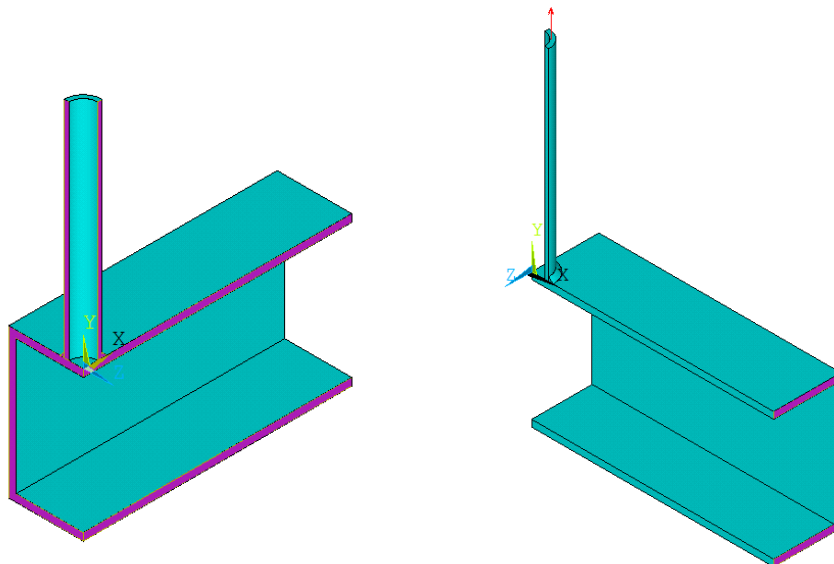


Figura 3.16: Geometria modellata in ambiente FEM: a sinistra evidenziate in viola le superfici soggette a vincolo di simmetria, a destra indicato con una freccia rossa il carico di trazione e evidenziate in viola la superficie soggetta a vincolo di incastro.

### 3.4 Estrapolazione ed analisi dei risultati

Dopo aver impostato le analisi come esposto nei paragrafi precedenti, è stato possibile lanciare le soluzioni in Mechanical APDL dei tre casi studio: Brick-8-node, Tetra-4-node e Tetra-10-node. In virtù della limitata complessità dei modelli, grazie anche all'accortezza di sfruttare le simmetrie presenti nella geometria, il software non ha impegnato molto tempo a risolverli, mai superando la decina di minuti per modello.

Tuttavia il lavoro dell'analisi non è ancora concluso, infatti dai modelli risolti è stato necessario estrarre le tensioni di picco, ed in un secondo momento calcolare il parametro caratteristico del metodo: la tensione equivalente di picco. Si ricorda che, anche per le operazioni di estrazione dei risultati dai modelli FEM, sono stati compilati dei codici APDL in grado di trascrivere in un file `.txt` i valori delle tensioni di picco. Tali codici risultano disponibili in versioni integrale in Appendice A.2.

#### 3.4.1 Estrapolazione della tensione di picco

Come accennato all'inizio di questo capitolo, a differenza del caso bidimensionale, al fine di estrarre le tensioni di picco non è stato più possibile considerare un solo nodo, invece si è reso necessario analizzare l'intera serie di nodi appoggiati sul piede cordone da studiare.

Per quanto riguarda le analisi con elementi Brick-8-node, come anticipato, si è generato un "submodel" per ogni piede cordone da studiare, lato Brace e Chord. Invece, per le analisi con gli elementi tetraedrici è stato sufficiente un unico modello (uno per elemento tetraedrico) per studiare il V-notch di ciascun piede cordone di saldatura. Allo scopo di rendere chiara ed inequivocabile questa trattazione, si evidenziano in Figura 3.17 le due linee cui corrispondo i piedi cordone appena citati.

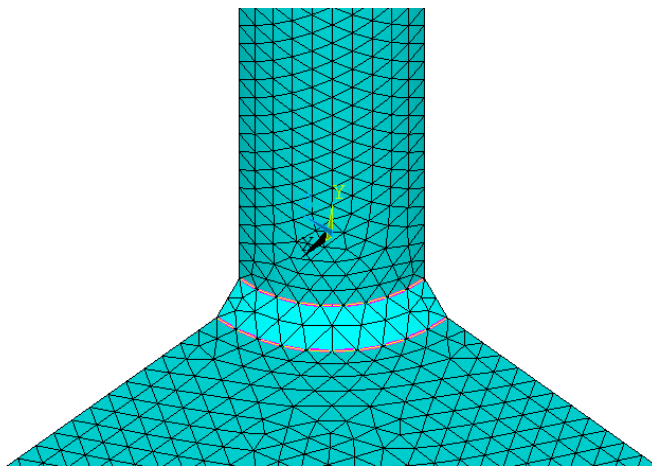


Figura 3.17: Linee appartenenti ai piedi cordone di saldatura lato Brace e Chord (visualizzazione della mesh relativa al modello analizzato con elementi Tetra-10-node).

In seguito, si ripercorreranno i principali passaggi che hanno permesso di giungere ai risultati, dal corretto posizionamento del Working Plane all'estrapolazione delle tensioni di picco all'interno del software Mechanical APDL. Si noti come questa procedura risulti indipendente dall'elemento finito tridimensionale considerato, ergo valga sia per gli elementi cubici che per quelli tetraedrici.

Allo scopo di non dilungare inutilmente questa spiegazione, si prenderà a titolo d'esempio un generico nodo nella posizione  $i$ -esima lungo la linea di piede cordone di saldatura. Dopo aver attivato la visualizzazione del Working Plane, lo si è posizionato sul nodo in esame, tuttavia i suoi assi rimangono ancora allineati con quelli del sistema di riferimento globale. A questo punto, è necessario adoperare i due passaggi successivi esattamente nell'ordine descritto, nel caso venissero invertiti non si riuscirebbero a ricavare le corrette tensioni di picco ricercate. Il primo passaggio consiste nell'orientare l'asse Z del Working Plane in modo tale che sia tangente alla linea di piede cordone. Mentre il secondo passo prevede di attuare una rotazione, sempre attorno all'asse Z del Working Plane, che allinei l'asse X lungo la direzione individuata dalla bisettrice di apice intaglio. La procedura di posizionamento del Working Plane è anche visibile in Figura 3.18.

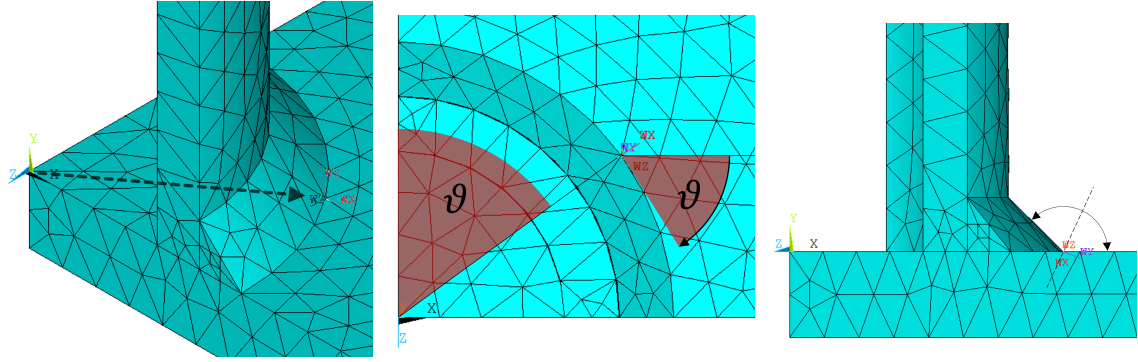


Figura 3.18: Passaggi principali per posizionare correttamente il Working Plane sul nodo  $i$ -esimo appartenente alla linea di piede cordone (visualizzazione della mesh relativa al modello analizzato con elementi Tetra-10-node).

Orientato correttamente il Working Plane, occorre creare un sistema locale cilindrico (con asse  $Z$  cartesiano) proprio nella sua origine. Attivando il sistema locale appena generato per l'output dei risultati, è immediato estrarre la tensione di picco ricercata, infatti il parametro nominato  $SYY$  nel software corrisponde proprio a  $\Delta\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$ .

### 3.4.2 Calcolo della tensione equivalente di picco

Estrate le tensioni di picco, avendo preventivamente disattivato l'opzione "Powergraph" come descritto in Letteratura [33], è possibile procedere al calcolo della tensione equivalente di picco. Al fine di giungere al risultato cercato, è necessario richiamare le equazioni (1.10) e (1.12), che per comodità si riportano di seguito, in forma sintetica atta a considerare il solo Modo I di apertura:

$$\Delta\sigma_{eq, peak} = \sqrt{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}^2} \quad (3.1a)$$

$$\Delta\sigma_{eq, peak} = \sqrt{c_{w1} \cdot f_{w1}^2 \cdot \Delta\bar{\sigma}_{\theta\theta, \theta=0, peak}^2} \quad (3.1b)$$

$$(3.1c)$$

ove l'equazione (3.1a) è riferita agli elementi Brick-8-node, mentre la (3.1b) è da intendersi valida per gli elementi tetraedrici. Per quest'ultimi si noti la presenza della tensione di picco mediata su tre nodi adiacenti, formalmente espressa dall'equazione (1.13).

Ci sono ancora due parametri ignoti all'interno delle equazioni appena presentate: in primo luogo il parametro  $c_{w1}$ , che assume valore unitario dato lo stato *as-welded* dei provini testati, in secondo luogo il fattore  $f_{w1}$ , che suppone noti i parametri espressi in (1.11a), per comodità di seguito riportata:

$$f_{w1} = K_{FE}^* \cdot \sqrt{\frac{2e_1}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_1} \quad (3.2)$$

i parametri  $e_1$ ,  $\nu$ ,  $\lambda_1$  ed  $R_0$  risultano dipendere unicamente da materiale ed angolo di apertura  $2\alpha$  del V-notch considerato (piede cordone  $2\alpha = 135^\circ$ ), e non dall'elemento finito utilizzato per l'analisi. I valori assunti per tali parametri sono riportati di seguito in Tabella 3.6.

$e_1$	$\nu$	$\lambda_1$	$R_0$ [mm]
0.118	0.3	0.674	0.28

Tabella 3.6: Valori dei parametri  $e_1$ ,  $\nu$ ,  $\lambda_1$  ed  $R_0$  assunti per l'analisi corrente di un giunto in acciaio ed angolo di apertura del V-notch  $2\alpha = 135^\circ$ .

Note le "Global Element Size" impostate nelle analisi, identificate con  $d$  nell'equazione (3.2), non rimane che

fissare il valore delle costanti  $K_{FE}^*$  per procedere al calcolo di  $f_{w1}$ . Si ricorda che, il parametro  $K_{FE}^*$  dipende sia dall'angolo d'apertura del V-notch ( $2\alpha = 135^\circ$ ), che dall'elemento finito utilizzato per svolgere le analisi. Le indicazioni per determinare il valore di  $K_{FE}^*$  sono riassunte, ancora una volta, in Tabella 3.1 [33], la quale ha indirizzato anche la scelta della dimensione globale di elemento. Di seguito, in Tabella 3.7, si riportano i valori dei parametri appena discussi in base all'elemento finito utilizzato.

Element Type	Global Element Size [mm]	$K_{FE}^*$
Brick-8-node	2	$1.38 \pm 3\%$
Tetra-4-node	2	$1.75 \pm 22\%$
Tetra-10-node	5	$1.21 \pm 10\%$

Tabella 3.7: Valori assunti per i parametri “Global Element Size” ( $d$ ) e  $K_{FE}^*$  in base all'elemento finito utilizzato nell'analisi.

Chiarito il procedimento che ha permesso di calcolare la tensione equivalente di picco, è possibile presentare i grafici degli andamenti del parametro lungo i due piedi cordone analizzati, lato Chord e Brace. Prima di procedere, si ritiene utile visualizzare in Figura 3.19 come è stata definita la coordinata angolare  $\varphi$ .

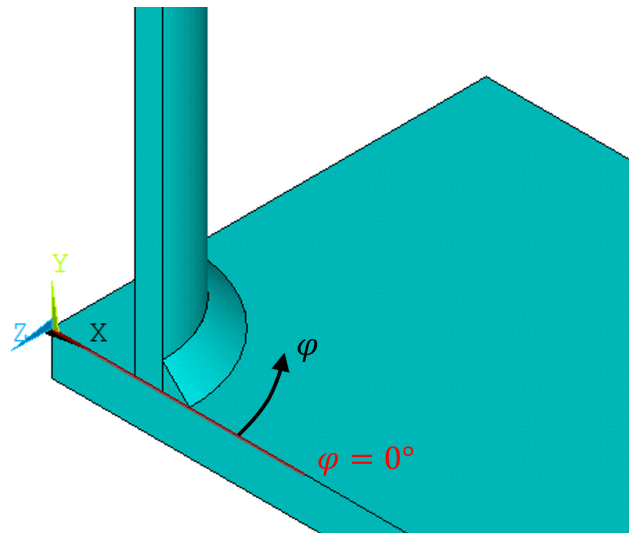


Figura 3.19: Definizione della coordinata angolare  $\varphi$  per i modelli analizzati nell'addestramento 3D.

Di seguito, nelle Figure 3.20, 3.21 e 3.22, si presentano gli andamenti della tensione equivalente di picco per le analisi svolte rispettivamente con elementi Brick-8-node, Tetra-4-node e Tetra-10-node. Si ricorda che i seguenti grafici sono stati ricavati imponendo una tensione unitaria di trazione al Brace.

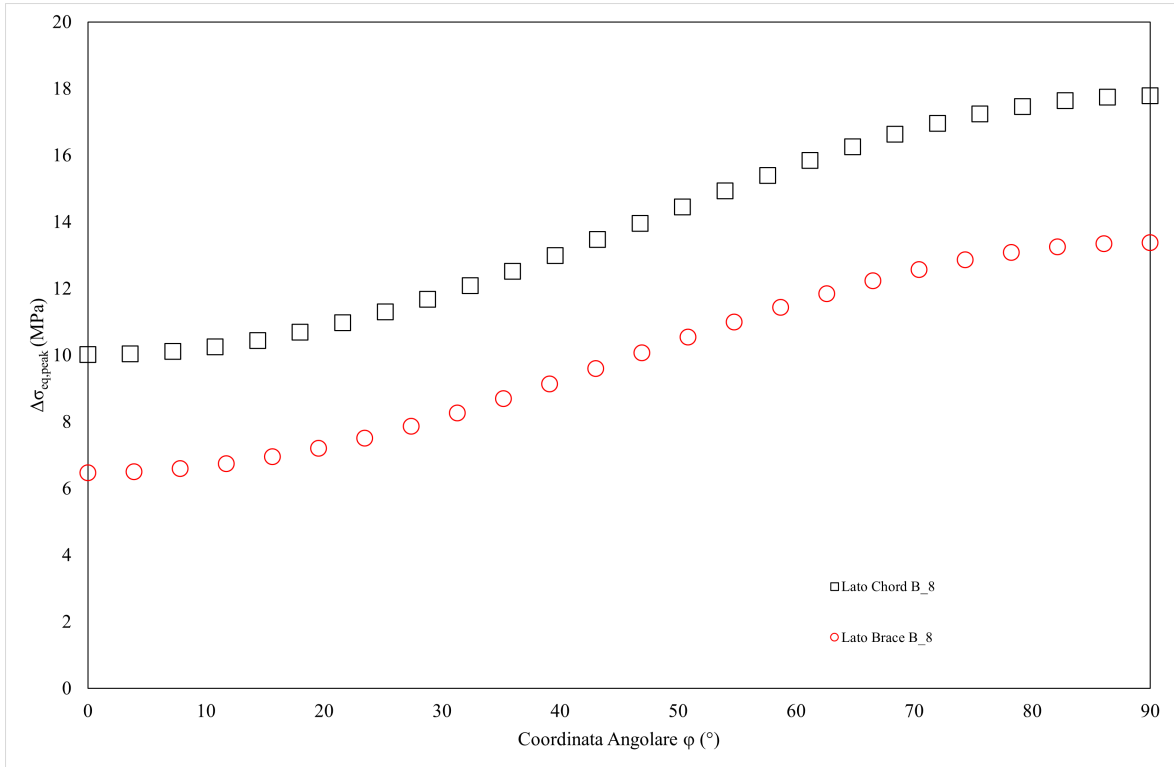


Figura 3.20: Andamenti della tensione equivalente di picco lungo i piedi cordone, lato Chord e Brace, per l'analisi svolta con Brick-8-node.

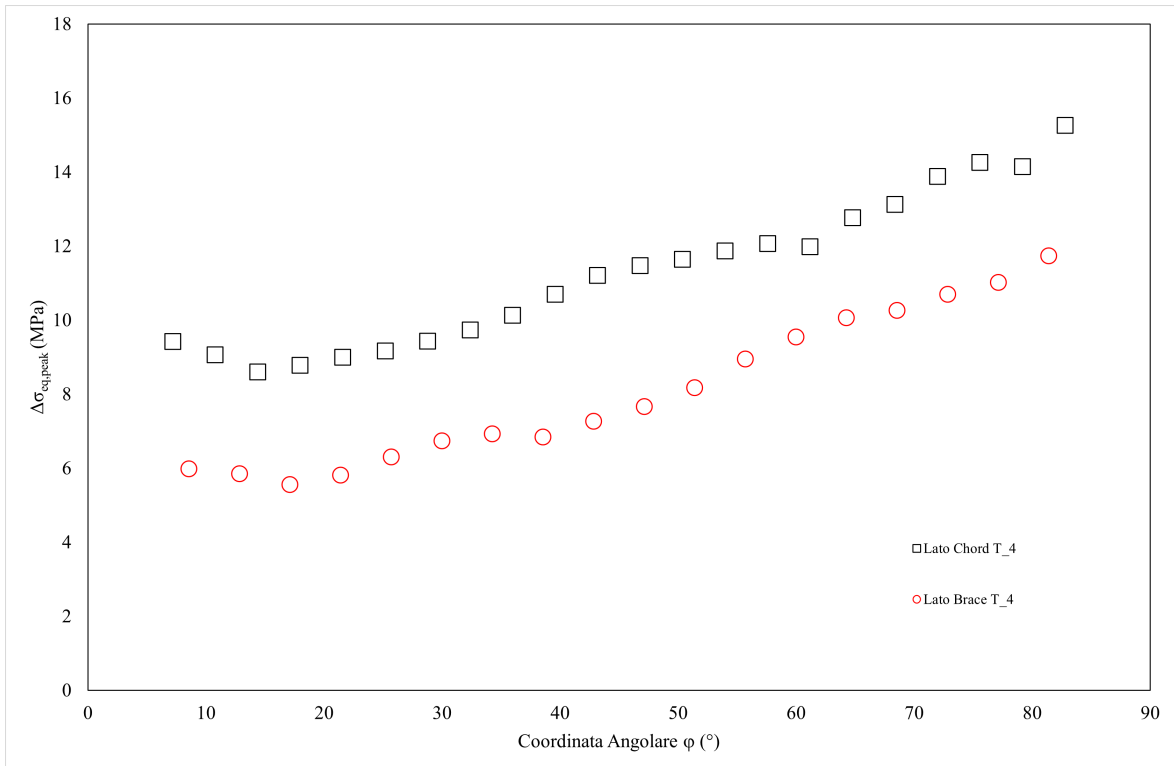


Figura 3.21: Andamenti della tensione equivalente di picco lungo i piedi cordone, lato Chord e Brace, per l'analisi svolta con Tetra-4-node.

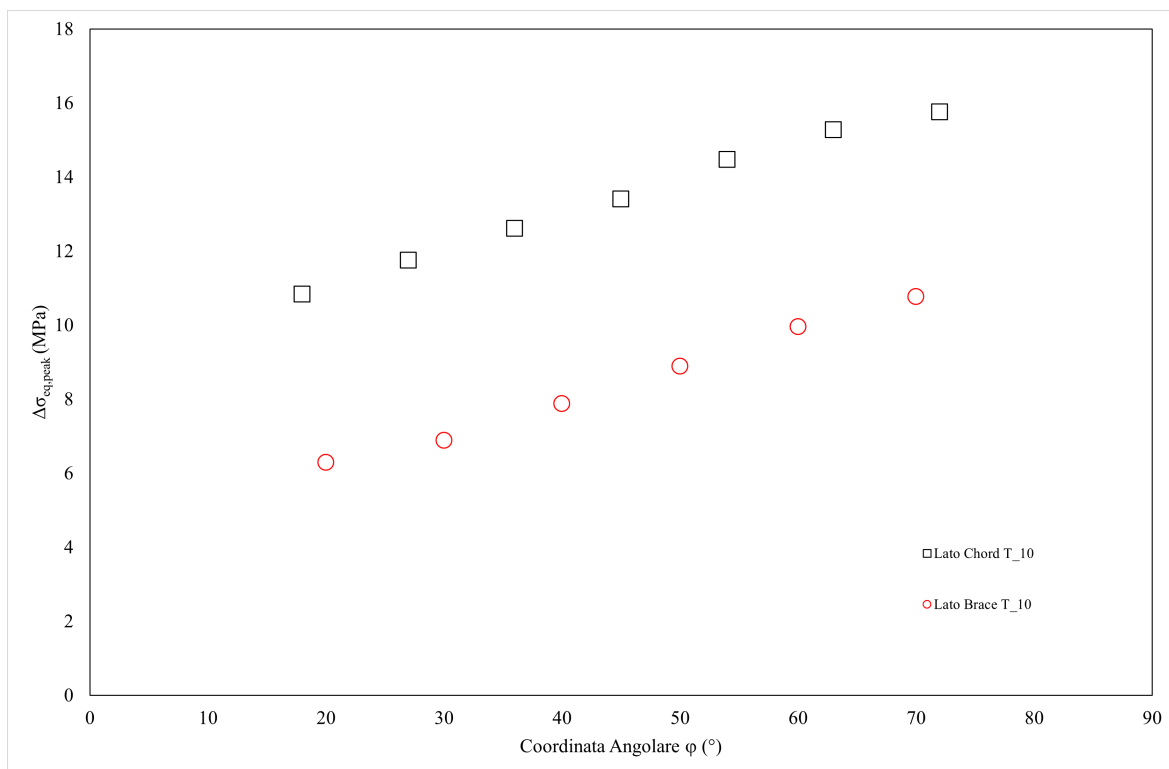


Figura 3.22: Andamenti della tensione equivalente di picco lungo i piedi cordone, lato Chord e Brace, per l'analisi svolta con Tetra-10-node.

### 3.4.3 Confronto dei risultati e banda PSM

Al fine di verificare la bontà del lavoro svolto, risulta molto utile raggruppare i risultati appena esposti in due grafici riassuntivi, uno per ogni piede cordone analizzato. Nelle Figure 3.23 e 3.24, si riportano gli andamenti della tensione equivalente di picco per tutti gli elementi finiti esaminati, rispettivamente dei piedi cordone lato Brace e Chord. Si noti che, ad ogni valore del parametro  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ , è stata aggiunta la corrispondente barra d'errore, nata dalla percentuale d'incertezza sul valore di  $K_{FE}^*$ , seguendo le indicazioni della Letteratura di riferimento [33] riassunte in Tabella 3.1.

Come è possibile notare nei grafici di seguito, le tre analisi svolte si dimostrano in ottimo accordo: quasi per la totalità dei nodi considerati si ritrovano sovrapposizioni delle bande d'errore. Ciò si nota ancor di più nella zona in cui si riscontrano i massimi valori di tensione equivalente di picco, ovvero ove il PSM la zona d'innescamento della cricca.

Si ritiene particolarmente interessante sottolineare le differenze, in parte già precedentemente accennate, tra i risultati ottenuti dall'analisi con i vari elementi finiti utilizzati. L'andamento relativo alle mesh di elementi Brick-8-node è, senza dubbio, il più regolare dei tre considerati. Questo discende dall'estrema cura e minuzia adoperate per generare la mesh, estremamente più regolare a confronto con quelle ottenute con elementi tetraedrici. Infine, se si confrontano gli andamenti degli elementi tetraedrici, è possibile notare come i Tetra-10-node dimostrino una maggiore regolarità rispetto ai Tetra-4-node, sebbene il numero molto più esiguo di nodi considerati.

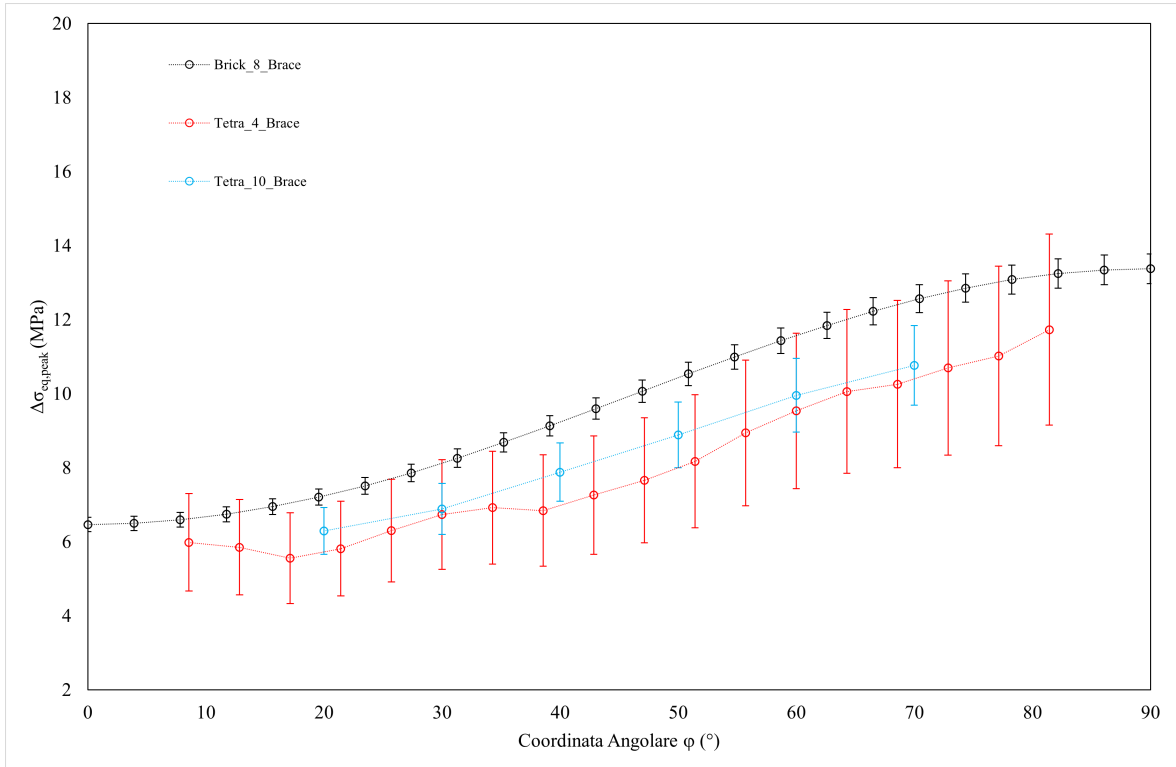


Figura 3.23: Confronto degli andamenti della tensione equivalente di picco a piede cordone lato Brace con relative bande d'errore.

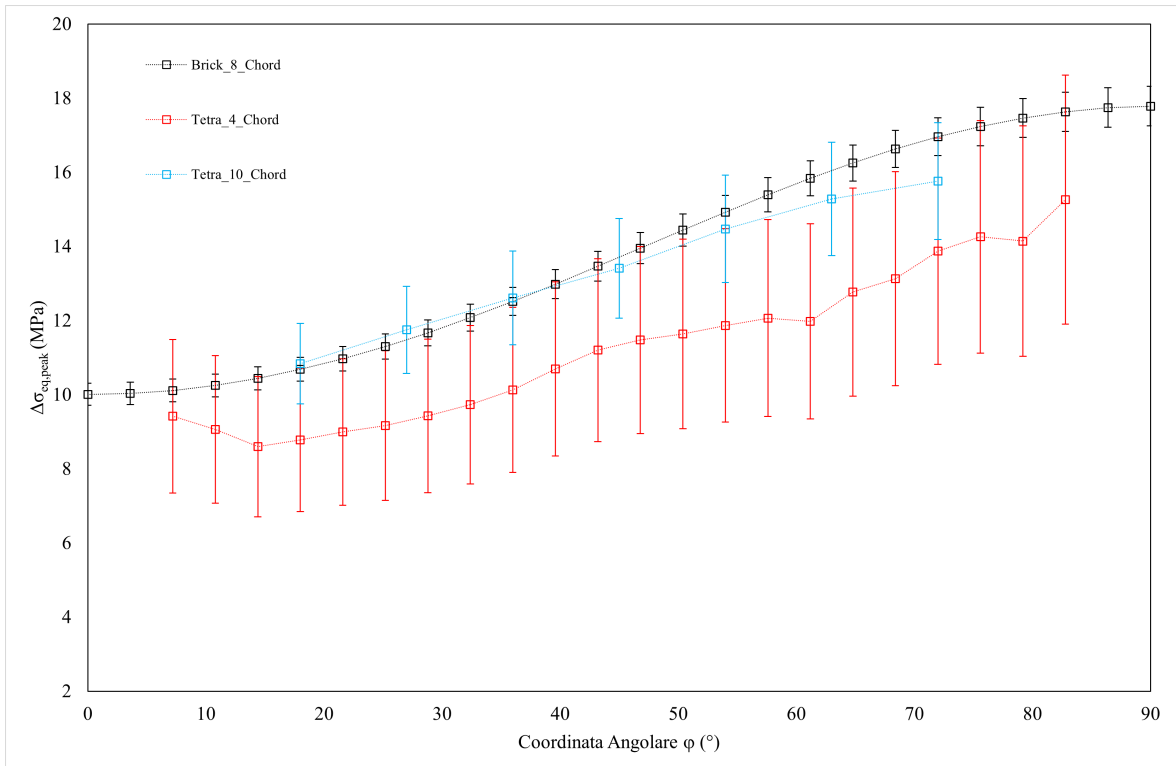


Figura 3.24: Confronto degli andamenti della tensione equivalente di picco a piede cordone lato Chord con relative bande d'errore.

Da quest'ultimo confronto, risulta chiaro come Peak Stress Method sia stato in grado di stimare correttamente il punto d'innesco del provino testato in Letteratura [15]. Si ricorda che il luogo interessato dalla rottura sperimentale, secondo Gandhi, è nei pressi del punto "A" di Figura 3.1. Nel dettaglio per il provino TA1, l'evoluzione della cricca, al variare del numero di cicli considerato, ha seguito l'andamento riportato in Figura 3.25 [15].

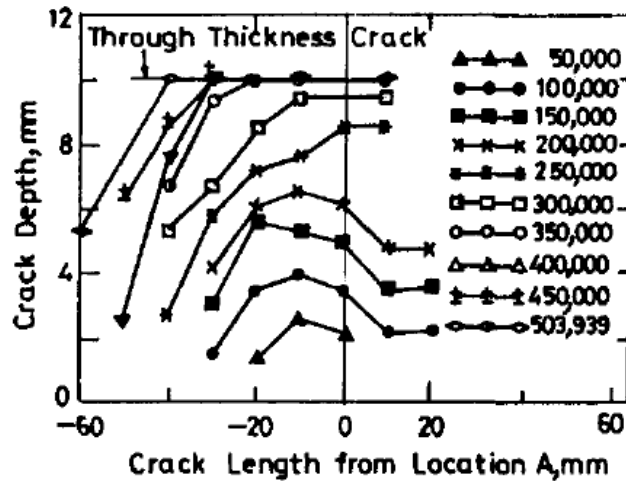


Figura 3.25: Evoluzione del profilo della cricca al variare del numero di cicli considerato nei pressi del punto "A" [15].

A conclusione di questo addestramento, si richiedeva di inserire i risultati ottenuti all'interno della banda di progettazione del Peak Stress Method relativa all'acciaio. Si sottolinea ancora una volta che i risultati appena esposti sono stati ottenuti per una tensione nominale, applicata al Brace, di valore unitario ( $\Delta\sigma_{nom} = 1MPa$ ). In Tabella 3.8, si riassume il valore massimo assunto da parametro  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ , facilmente desumibile dal grafico di Figura 3.24, accompagnato dalla coordinata angolare corrispondente, per ogni elemento finito considerato.

Element Type	Coordinata Angolare $\varphi$ [°]	$\Delta\sigma_{eq,peak}$ [MPa]
Brick-8-node	90	17.78
Tetra-4-node	82.8	15.26
Tetra-10-node	72	15.76

Tabella 3.8: Punti interessati dall'innesco della cricca a piede cordone lato Chord, e relativi valori di  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ , secondo le previsioni del PSM, ottenuti per una tensione nominale unitaria ( $\Delta\sigma_{nom} = 1MPa$ ) applicata al Brace.

In Tabella 3.9, sono riportati i dati sperimentali ricavati dall'articolo [15]. Nel dettaglio, si riporta il valore della tensione nominale cui sono state condotte le prove a fatica per il provino TA1. Inoltre, si specificano ben tre diversi valori di vita a fatica, così definiti nello stesso articolo:

- $N_2$  denominato "crack initiation life", ovvero il numero di cicli cui corrisponde la comparsa della prima cricca visibile ad occhio nudo. Viene denominato anche "first visible crack";
- $N_3$  denominato "fatigue life", ovvero il numero di cicli per il quale la cricca, crescendo, attraversa l'intero spessore del pezzo. Viene denominato anche "through the thickness crack", nell'articolo viene presa come definizione rigorosa della vita a fatica del componente;
- $N_4$  denominato "failure of the specimen", ovvero il numero di cicli per cui si sperimenta la completa perdita di rigidità del provino, derivante dalla separazione in due parti dello stesso.



Specimen number	$\Delta\sigma_{nom}$ [MPa]	$N_2$	$N_3$	$N_4$
TA1	33.22	25000	350000	552000

Tabella 3.9: Dati sperimentali relativi al provino TA1 testato in [15].

Prima di poter inserire i dati sperimentali nella banda di progettazione PSM, urge compiere un ultimo passaggio: aggiornare i risultati ottenuti per una tensione nominale, applicata in ambiente FEM, di valore unitario ( $\Delta\sigma_{nom,FEM} = 1MPa$ ), al caso reale, che porge una tensione nominale ben maggiore ( $\Delta\sigma_{nom,Real} = 33.22MPa$ ). Data la linearità dell'analisi, il passaggio risulta banale, ancor più considerato il valore di comodo scelto durante le analisi FEM per la tensione nominale. Ciononostante, per completezza, si riporta di seguito la proporzione utilizzata per il calcolo, con chiaro significato dei termini.

$$\frac{\Delta\sigma_{nom,FEM}}{\Delta\sigma_{nom,Real}} = \frac{\Delta\sigma_{eq,peak,FEM}}{\Delta\sigma_{eq,peak,Real}} \Rightarrow \Delta\sigma_{eq,peak,Real} = \Delta\sigma_{eq,peak,FEM} \cdot \frac{\Delta\sigma_{nom,Real}}{\Delta\sigma_{nom,FEM}} \quad (3.3)$$

Aggiornati i valori della tensione equivalente di picco al caso reale, non rimane che inserire i punti sperimentali nell'adeguata banda a progettazione del Peak Stress Method, presentata in Figura 3.26 [33].

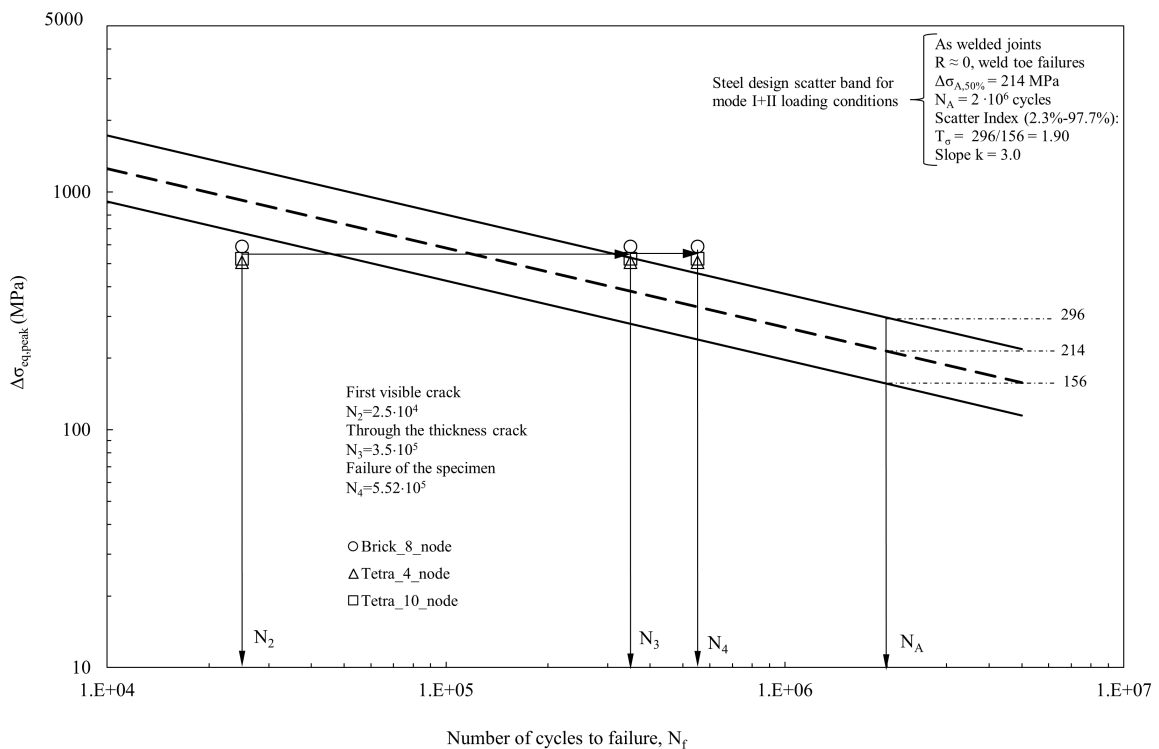


Figura 3.26: Punti sperimentali del provino TA1, relativi alle analisi svolte con Brick-8-node, Tetra-4-node e Tetra-10-node, inseriti nella banda a progettazione del PSM per acciaio e prevalenza dei modi I e II di carico [33].



## CAPITOLO 4: Analisi Costa [13]

Nel presente capitolo, si condurrà una rianalisi del giunto saldato studiato da Costa [13] applicando il Peak Stress Method. La geometria in esame, presentata in Figura 4.1, è formata da due elementi tubolari a sezione circolare coassiali uniti da un cordone di saldatura continuo. Sono state applicate diverse configurazioni di momento flettente e torcente al tubolare interno, mentre è stata vincolata parte della superficie dell'elemento tubolare esterno. Si presenta un'introduzione sintetica dello schema di vincoli e carichi in Figura 4.1.

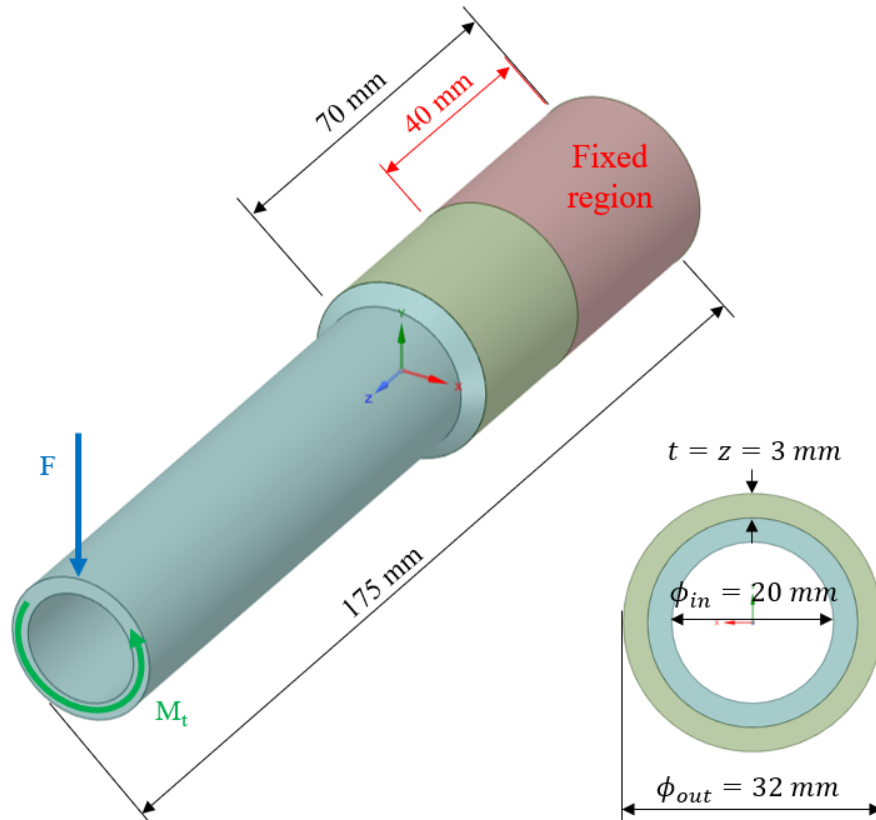


Figura 4.1: Rappresentazione schematica della geometria analizzata [13], assieme allo schema di vincoli e carichi applicati.

### 4.1 Dettagli sperimentali

Prima di entrare nel vivo della trattazione, si ritiene utile ripercorrere in maniera sintetica le prove sperimentali condotte da Costa e colleghi [13] sulla geometria in esame.

I giunti testati risultano composti da una lega leggera, nello specifico si tratta di una lega di alluminio 6060-T6. Di seguito, si riportano la composizione chimica e le proprietà meccaniche del materiale rispettivamente nelle Tabelle 4.1 e 4.2 [13].

Al	Mg	Mn	Si	Ti	Fe	Cr	Cu	Zn
98.9	0.45	<0.1	0.4	<0.1	<0.35	<0.1	<0.1	<0.1

Tabella 4.1: Composizione chimica della lega di alluminio 6060-T6 utilizzata (peso %) [13].

Tensione di snervamento $\sigma_S$	Tensione a rottura $\sigma_R$	Modulo elastico di Young	Coefficiente di Poisson
215 MPa	240 MPa	69 GPa	0.33

Tabella 4.2: Proprietà meccaniche della lega di alluminio 6060-T6 utilizzata [13].

I due elementi tubolari sono stati uniti con una macchina saldatrice che lavora con una corrente di saldatura a 140 A. Il metallo di apporto utilizzato consiste in un filo in lega di alluminio *AlMg5*, avente un diametro pari ad *1mm*. Il processo di saldatura ha avuto luogo in ambiente controllato, grazie all'impiego di argon puro come gas di protezione.

Completato il processo di saldatura, il giunto ha subito un trattamento di rilassamento delle tensioni in tre fasi distinte:

- trattamento termico di riscaldamento;
- trattamento di tempra;
- invecchiamento artificiale.

Le prove a fatica sono state svolte, come già accennato, combinando carichi di flessione e torsione, applicati in fase ed ad ampiezza costante all'estremità del tubolare interno. Per svolgere le prove sperimentali, i provini sono stati montati su una macchina di prova servo-idraulica comandata in controllo di spostamento. Si riporta una foto del macchinario appena descritto in Figura 4.2 [13] con un provino montato.

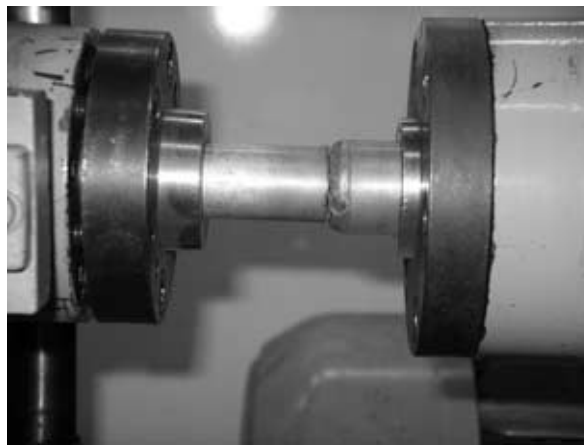


Figura 4.2: Foto del macchinario servo-idraulico utilizzato per le prove a fatica con un provino montato [13].

Le prove sperimentali, riportate nell'articolo [13], risultano piuttosto diversificate, sia per quanto riguarda il rapporto di carico, che per le combinazioni di momento flettente e torcente. Sono state svolte prove a fatica utilizzando due differenti rapporti di carico:

- $R = 0.05$ ;
- $R = -1$ .

Si riassumono in Tabella 4.3 tutti i dettagli appena esposti, relativi all'impostazione delle prove sperimentali ed al procedimento di saldatura subito dai provini.

Fatigue tests	
Testing conditions	Stress relieved
Load ratio	0.05
	-1
Displacement control in phase torsion-bending	
Failure criteria	10% drop in bending and torsion moment

Welding process	
Welding metal	AlMg5 alloy wire 1mm diameter
Welding current	140A
Shielding gas	Pure argon

Tabella 4.3: Sintesi dei dettagli sperimentali delle prove a fatica svolte da Costa e del processo di saldatura subito dai provini.

I provini sono stati sottoposti a sei diverse combinazioni di momento flettente e torcente:

- pari intensità di flessione e torsione, in modo da ottenere uno sforzo normale, causato dalla flessione, doppio rispetto allo sforzo di taglio, dovuto alla torsione;
- intensità di torsione pari a 12 volte la flessione;
- intensità di torsione pari a 1 volta e mezza la flessione;
- intensità di flessione pari a 1 volta e mezza la torsione;
- carico costante di torsione e flessione alternata, ruotando il provino, in modo da ottenere lo stesso valore per lo sforzo normale e di taglio;
- carico nullo di torsione e flessione alternata, ruotando il provino.

Combinando le combinazioni di carico appena esposte con i rapporti ciclo  $R$ , sono state ottenute sette configurazioni di carico, riassunte in Tabella 4.4 [13]. Nella stessa tabella, si riporta anche il numero di prove sperimentali condotte per ogni configurazione di carico. Le lettere “B” e “T” sono utilizzate rispettivamente come diminuzione delle parole “bending” e “torsion”, ovvero i carichi di momento flettente e torcente. Entrambi i momenti sono stati calcolati sulla sezione netta del tubolare interno nei pressi del piede cordone.

Configurazione di carico	Prove sperimentali
T=B; R=-1	5
T=12B; R=-1	3
T=1,5B; R=0,05	5
T=B; R=0,05	8
B=1,5T; R=0,05	4
Static Torsion + Rot. Bending	8
Rotating Bending; T=0	8

Tabella 4.4: Configurazioni di carico e numero di prove sperimentali per ciascuna configurazione (B=bending, T=torsion) [13].

Il criterio di rottura, ovvero il numero di cicli a cui sono state terminate le prove a fatica, è stato definito come una riduzione del 10% dei momenti torcente e flettente rilevati.

#### 4.1.1 Estrazione delle tensioni nominali

Sfortunatamente, l'articolo di Costa [13] non forniva i carichi sperimentali in maniera esplicita. I punti sperimentali (tensione - numero di cicli) sono stati estratti a partire dal grafico di Figura 4.3 [13], grazie all'utilizzo di un software online (WebPlotDigitizer).

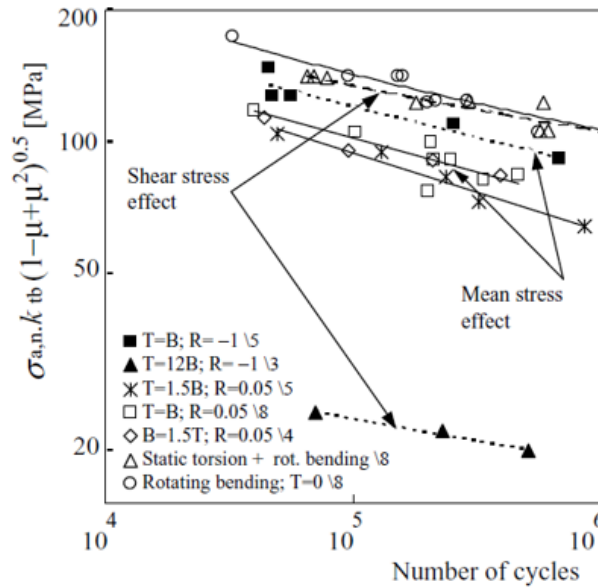


Figura 4.3: Grafico utilizzato per l'estrapolazione dei valori della tensione nominale [13].

Come si può notare in Figura 4.3, in ascissa non è presente in maniera esplicita la tensione nominale  $\sigma_{an}$  ricercata, bensì l'equazione (4.1) riportata di seguito [13].

$$\sigma_a = \sigma_{an} k_{tb} \sqrt{1 - \nu - \nu^2} = \frac{B}{w_y} k_{tb} \sqrt{1 - \nu - \nu^2} \quad (4.1)$$

I termini dell'equazione (4.1) appena esposta sono:

- $\nu$  il coefficiente di Poisson della lega di alluminio 6060-T6;
- $k_{tb}$  il fattore di intensificazione delle tensioni per flessione riportato nell'articolo [13];
- $w_y$  il modulo di resistenza a flessione calcolato sulla sezione dell'elemento tubolare interno.

Gli autori dell'articolo [13] riportano due differenti valori del fattore di intensificazione delle tensioni per flessione:

- $k_{tb} = 2.29$  corrispondente al raggio di raccordo medio  $r = 1.3mm$  rilevato a piede cordone del tubolare interno;
- $k_{tb} = 3.7$  corrispondente al raggio di raccordo minimo  $r = 0.2mm$  rilevato a piede cordone del tubolare interno.

Sezionando 62 provini, gli autori hanno ricavato la distribuzione presentata in Figura 4.4, che mostra le varie dimensioni del raggio di raccordo a piede cordone dell'elemento tubolare interno, misurate con il "minimum circle method".

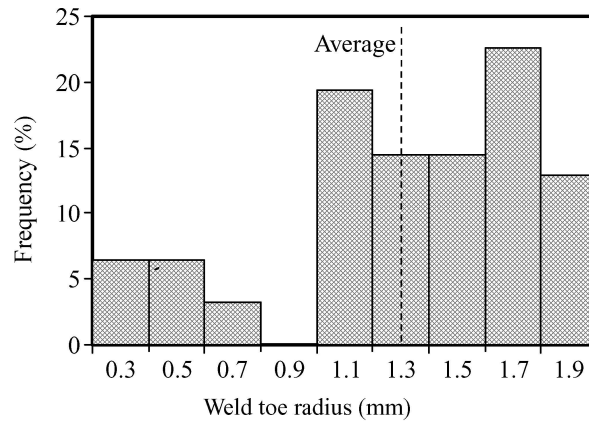


Figura 4.4: Distribuzione delle dimensioni dei raggi di curvatura a piede cordone misurati [13].

Successivamente, hanno calcolato i fattori di intensificazione delle tensioni corrispondenti al raggio medio e minimo, pari precedentemente esposti.

Chiarito il procedimento con cui sono stati ottenuti i due diversi valori del fattore di intensificazione delle tensioni, si è scelto  $k_{tb} = 3.7$  corrispondente al minimo raggio di raccordo rilevato per calcolare la tensione  $\sigma_{an}$  con l'equazione (4.1).

Si sottolinea che l'equazione (4.1) riporta l'ampiezza della tensione nominale  $\sigma_{an}$ , mentre l'applicazione del Peak Stress Method richiede l'utilizzo del range di tensione  $\Delta\sigma_{nom}$ . Affinché non vi sia alcun fraintendimento, si riporta di seguito il legame tra i due parametri appena citati.

$$\Delta\sigma_{nom} = 2\sigma_{an} \quad (4.2)$$

Noto dunque il range di tensione nominale  $\Delta\sigma_{nom}$ , grazie ai rapporti B/T desumibili dalla Tabella 4.4, risulta banale ricavare range dello sforzo di taglio  $\Delta\tau_{nom}$ . Per completezza, si riporta di seguito il legame tra i due range di tensione.

$$\frac{\Delta\sigma_{nom}}{\Delta\tau_{nom}} = \frac{w_t}{w_y} \cdot \frac{B}{T} \quad (4.3)$$

Si specifica il significato del termine  $w_t$ , appena presentato, che rappresenta il modulo di resistenza a torsione calcolato sulla sezione dell'elemento tubolare interno.

Grazie ai ragionamenti appena esposti, è stato possibile compilare la Tabella 4.5, contenente i valori dei range di tensione normale e di taglio, assieme alla corrispondente vita a fatica in termini di numero di cicli a rottura ( $N_f$ ). Si ricorda che la rottura sperimentale è stata definita come la diminuzione del 10% dei valori dei momenti flettente e torcente, non si intende quindi una completa separazione del provino.

Configurazione di carico	$N_f$	$\Delta\sigma_{nom}$ [MPa]	$\Delta\tau_{nom}$ [MPa]
T=B	46369	90.23	45.12
R=-1	46980	78.35	39.18
	55575	78.35	39.18
	254018	67.72	33.86
	680320	56.39	28.19
T=12B	70640	14.67	87.99
R=-1	229515	13.30	79.80
	508502	12.00	72.03
T=1.5B	49592	63.84	47.88
R=0.05	130698	58.08	43.56
	238762	51.14	38.35
	323050	44.82	33.61
	860675	39.40	29.55
T=B	39699	72.28	36.14
R=0.05	101216	64.74	32.37
	204814	61.41	30.71
	199004	47.47	23.73
	247569	55.78	27.89
	211015	55.69	27.85
	336866	50.43	25.21
	462447	51.54	25.77
B=1.5T	43950	69.64	23.21
R=0.05	96275	58.62	19.54
	210432	55.52	18.51
	393078	51.30	17.10
Static Torsion & Rot. Bending	65950	85.20	85.20
R=-1	70071	85.33	85.33
	79753	85.07	85.07
	181604	74.33	74.33
	295712	75.14	75.14
	616484	64.24	64.24
	569158	64.24	64.24
	588690	74.21	74.21
Rot. Bending	32799	106.86	0.00
T=0	95399	86.94	0.00
R=-1	151115	86.94	0.00
	159674	87.07	0.00
	199448	75.60	0.00
	214858	76.55	0.00
	287702	76.43	0.00
	558306	64.64	0.00

Tabella 4.5: Dati sperimentali estrapolati da [13] in termini di numero di cicli a rottura e tensioni nominali.

Si ricorda che i valori presenti in Tabella 4.5 fanno riferimento alle tensioni nominali calcolate in corrispondenza del piede cordone di saldatura. Più nel dettaglio, sono state calcolate a partire dalle misure di deformazione ottenute da un estensimetro posto a 2 mm dal piede cordone dell'elemento tubolare interno [13].

## 4.2 Modellazione geometrica

Il giunto saldato testato da Costa [13] presenta una geometria abbastanza semplice. Come accennato in precedenza, il provino è formato da due elementi tubolari a sezione circolare coassiali, uniti da un cordone di saldatura continuo a parziale penetrazione. Al fine di fugare ogni dubbio sulla geometria in esame, si riporta in



Figura 4.5 [26] il disegno tecnico del giunto saldato.

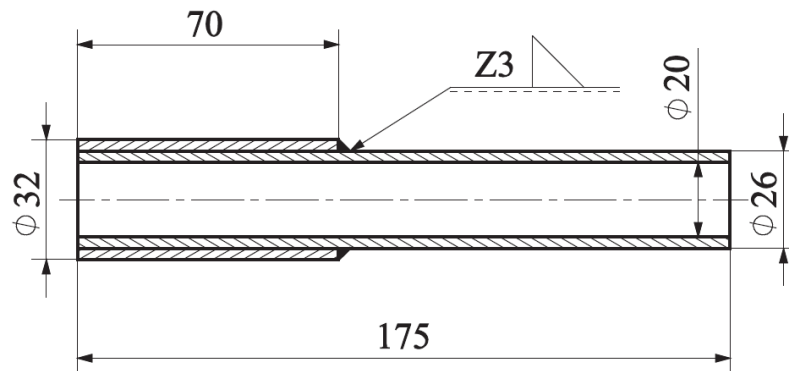


Figura 4.5: Disegno tecnico del giunto saldato analizzato da Costa [26].

La simmetria radiale del giunto ha permesso di modellare solamente  $\frac{1}{4}$  di geometria nominale in SolidWorks®, applicando successivamente, in ambiente FEM, le adeguate condizioni di simmetria e anti-simmetria alle superfici interessate.

Al fine di non appesantire la trattazione, si limita l'esposizione solo alle principali differenze che hanno contraddistinto la modellazione geometrica nelle due analisi parallele, svolte negli ambienti FEM Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise.

#### 4.2.1 Geometria in Ansys Mechanical APDL

Per svolgere l'analisi con Ansys Mechanical APDL, si è preferito modellare l'intero giunto come un unico volume all'interno di SolidWorks®, realizzando una radice cordone con un piccolo angolo d'apertura. La radice è stata generata per estrusione circolare a partire dallo sketch in Figura 4.6, che dunque presenta un angolo di apertura unitario ( $1^\circ$ ) per una lunghezza orizzontale di  $1\text{mm}$ , poi proseguendo parallela alla superficie esterna del tubolare interno.

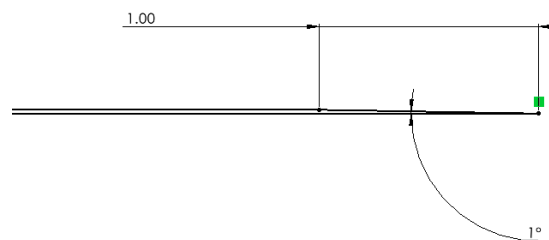


Figura 4.6: Ingrandimento nei pressi della radice cordone dello sketch utilizzato per la modellazione del giunto studiato da Costa per l'analisi in Ansys Mechanical APDL.

Infine, il modello generato in SolidWorks® è stato convertito in formato IGES al fine di poterlo importare correttamente all'interno di Ansys Mechanical APDL.

#### 4.2.2 Geometria in Ansys Mechanical Enterprise

L'analisi con Ansys Mechanical Enterprise presenta la possibilità di adoperare un'ulteriore manipolazione della geometria all'interno di Ansys SpaceClaim. Questo ambiente, tra le molteplici opportunità offerte, mette a disposizione un comando molto potente: il comando "Share". Il comando appena citato si trova all'interno della scheda "Workbench" del software, se utilizzato permette di condividere le superfici sovrapposte appartenenti a due volumi contigui.

Alla luce di tale possibilità, si sono modellati due volumi distinti all'interno di SolidWorks®:

- il solo elemento tubolare esterno;
- l'elemento tubolare interno provvisto di cordone di saldatura triangolare.

Dopo aver convertito in formato STEP i due modelli, è stato possibile utilizzare il sopracitato comando “Share” all'interno di Ansys SpaceClaim, unendo le superfici evidenziate in Figura 4.7. Il procedimento appena esposto ha permesso di ottenere una radice cordone perfettamente chiusa a  $0^\circ$  con facce parallele.

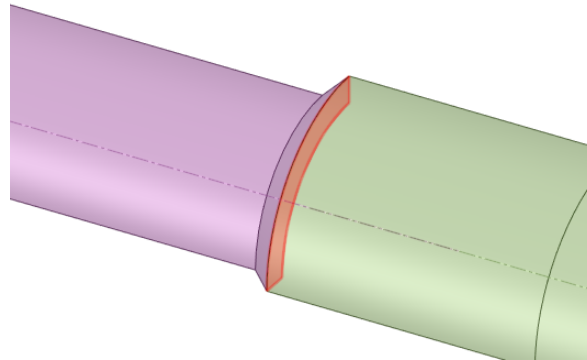


Figura 4.7: Superfici unite grazie al comando “Share” in Ansys SpaceClaim del giunto studiato da Costa.

### 4.3 Mesh PSM

Come già ampiamente discusso al Capitolo 1, l'applicazione del Peak Stress Method richiede la generazione di una mesh con precise dimensioni di elemento, in base alla conformazione geometrica del giunto studiato. Nel caso in esame, risulta utile porre l'attenzione sui V-notch presenti nel modello analizzato da Costa. Dall'osservazione di Figura 4.8, è possibile individuare due intagli acuti:

- un piede cordone con angolo di apertura  $2\alpha = 135^\circ$ ;
- una radice cordone con angolo di apertura  $2\alpha = 0^\circ$ , nel caso dell'analisi svolta in Ansys Mechanical Enterprise, e  $2\alpha = 1^\circ$ , nel caso dell'analisi svolta in Ansys Mechanical APDL.

Seguendo le indicazioni riportate in Letteratura [33], risulta immediato individuare i parametri geometrici del Peak Stress Method:  $t$ ,  $l$  e  $z$  relativi rispettivamente a radice e piede cordone di saldatura.

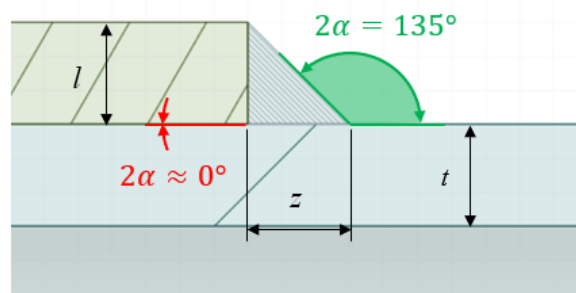


Figura 4.8: V-notch presenti nel giunto saldato studiato da Costa con evidenziati i parametri  $t$ ,  $l$  e  $z$  del Peak Stress Method.

Individuati i parametri geometrici evidenziati in Figura 4.8, è necessario definire la dimensione di elemento massima ammissibile nel rispetto delle condizioni riportate in Tabella 1.2 per gli elementi tetraedrici. Si presenta di seguito, in Tabella 4.6, una sintesi della procedura sopracitata, che ha permesso di impostare una dimensione media di elemento pari ad  $1\text{mm}$  per la creazione della mesh.

Parametri mesh	Weld toe $2\alpha = 135^\circ$	Weld root $2\alpha \approx 0^\circ$
$a$	$t = 3mm$	$l = z = 3mm$
$(a/d)_{(modeI)}$	$\geq 1$	$\geq 3$
$(a/d)_{(modeII)}$	-	$\geq 1$
$(a/d)_{(modeIII)}$	$\geq 3$	$\geq 3$
$(a/d)_{min}$	$\geq 3$	$\geq 3$
$d_{max}$	$\frac{3}{3} = 1mm$	$\frac{3}{3} = 1mm$
$d_{adopted}$	1mm	

Tabella 4.6: Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per il giunto saldato studiato da Costa.

Le mesh generate nelle due analisi parallele, in Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise, presentano lievi differenze per quanto riguarda il numero totale di elementi. Si presenta il confronto tra questi due valori in Tabella 4.7, si può notare che all'interno di Ansys Mechanical Enterprise si è originato un numero lievemente maggiore di elementi finiti.

Elementi Tetra-10-node generati	
Ansys Mechanical APDL	111612
Ansys Mechanical Enterprise	129236

Tabella 4.7: Numero totale di elementi generati nelle analisi del giunto saldato studiato da Costa.

In conclusione, si può apprezzare la regolarità della mesh ottenuta all'interno di Ansys Mechanical Enterprise lungo le linee di piede e radice cordone, visibili in Figura 4.9.

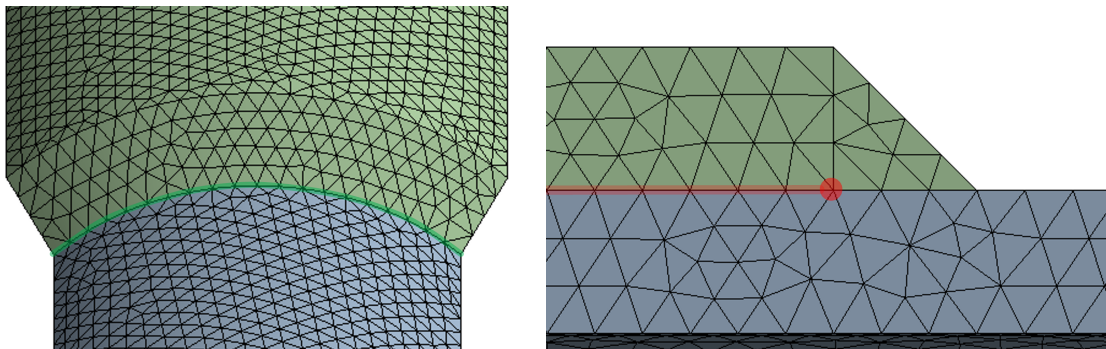


Figura 4.9: Mesh ottenuta nei pressi di piede e radice cordone di saldatura per il giunto studiato da Costa.

Al fine di svolgere la presente analisi all'interno di Ansys Mechanical APDL, sono stati compilati dei codici APDL in grado di eseguire la gran parte del lavoro. Tali script sono resi disponibili in versione integrale in Appendice C.

#### 4.4 Carichi e vincoli

Come esposto precedentemente, il giunto in esame è stato sollecitato con carichi combinati di flessione e torsione a diversi rapporti di carico. L'applicazione del Peak Stress Method permette di trattare separatamente i due casi di carico, combinando successivamente i risultati dell'analisi, grazie all'equazione (4.4) riportata di seguito.

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{\Delta\sigma_{eq,peak,bending}^2 + \Delta\sigma_{eq,peak,torsion}^2} \quad (4.4)$$

Alla luce di tale considerazione, si espongono di seguito i casi di carico di flessione e di torsione riprodotti in ambiente FEM come se fossero due analisi distinte.

#### 4.4.1 Flessione

Al fine di simulare il carico di flessione in ambiente FEM, con riferimento allo schema di carichi e vincoli riportato in Figura 4.10, sono stati applicati:

- un vincolo di simmetria alle superfici del piano YZ;
- un vincolo di anti-simmetria alle superfici del piano XZ;
- un vincolo di incastro sulla superficie esterna dell'elemento tubolare esterno per una lunghezza pari a  $40mm$  a partire dall'estremità;
- una forza puntuale in direzione Y all'estremità del tubolare interno, in modo tale da indurre il carico di momento flettente.

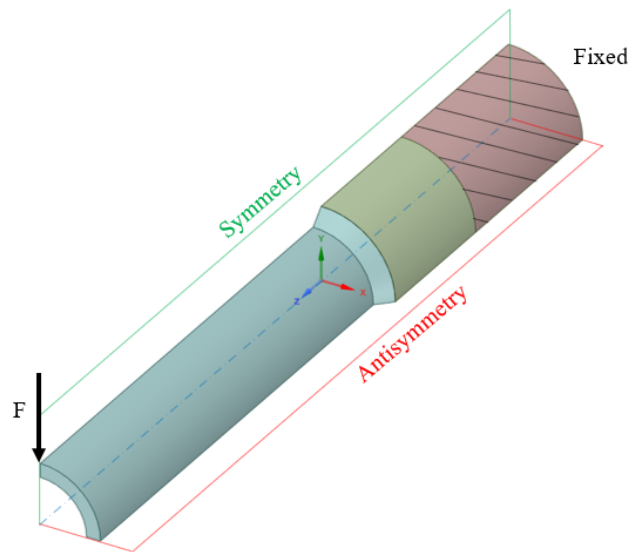


Figura 4.10: Schema di vincolo e carico relativo al caso a flessione del giunto saldato studiato da Costa.

Lo sforzo normale indotto dal momento flettente, come suggerito nell'articolo [13], deve essere valutato nella sezione netta del tubolare interno, in corrispondenza del piede cordone di saldatura. Nella pratica, si ricorda che le misurazioni sono state ottenute grazie ad un estensimetro posto ad una distanza di  $2mm$  dal piede cordone. Di conseguenza, come si può osservare in Figura 4.11, il valore della forza applicata in ambiente FEM è stato calcolato in modo da indurre uno sforzo normale unitario ( $1MPa$ ) sulla sezione appena citata. Tale artificio ha permesso di aggiornare rapidamente i risultati ottenuti a fronte dei valori sperimentali riportati in Tabella 4.5, in virtù della linearità del Peak Stress Method.

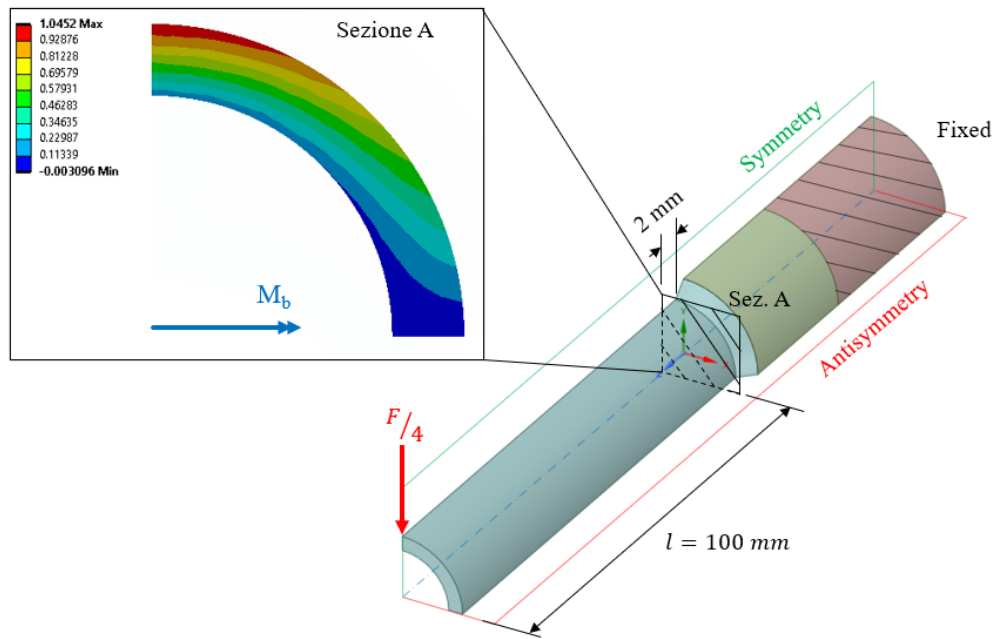


Figura 4.11: Verifica che le forze applicate nella simulazione FEM producano effettivamente uno sforzo normale unitario su una sezione a 2mm dal piede cordone.

L'effettivo valore della forza  $F$ , in Figura 4.11, è stato ricavato risolvendo il seguente sistema di equazioni.

$$\begin{cases} M_b = \frac{F}{4} \cdot l \\ \Delta\sigma_{nom,Sez.A} = \frac{M_b}{w_b} \\ \Delta\sigma_{nom,Sez.A} = 1MPa \end{cases} \quad (4.5)$$

#### 4.4.2 Torsione

Allo scopo di simulare il carico di torsione in ambiente FEM, con riferimento allo schema di vincoli e carichi proposto in Figura 4.12, sono stati applicati:

- due vincoli di anti-simmetria alle superfici appoggiate sui piani XZ e YZ;
- un vincolo di incastro sulla superficie esterna dell'elemento tubolare esterno per una lunghezza pari a 40mm a partire dall'estremità;
- una coppia di forze applicata all'estremità del tubolare interno, tale da indurre il carico di momento torcente.

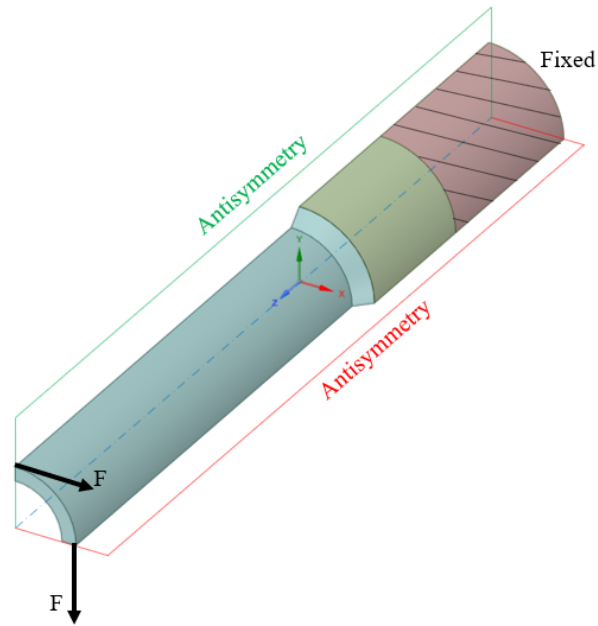


Figura 4.12: Schema di vincolo e carico relativo al caso a torsione del giunto saldato studiato da Costa.

Lo sforzo di taglio indotto dal momento torcente, come riportato nell'articolo [13], deve essere valutato in corrispondenza della sezione netta del tubolare interno. Il carico di torsione produrrà una tensione di taglio massima in corrispondenza della superficie esterna dell'elemento tubolare interno. Di conseguenza, come si può osservare in Figura 4.13, il valore delle forze applicate in ambiente FEM è stato calcolato in modo da indurre uno sforzo di taglio unitario ( $1MPa$ ) sulla superficie sopraccitata.

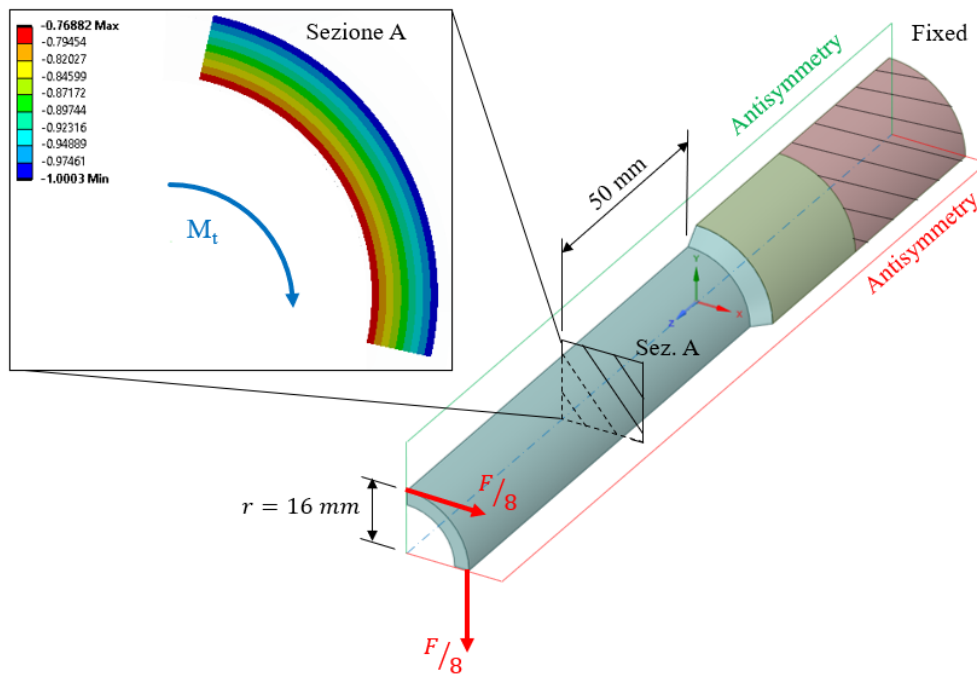


Figura 4.13: Verifica che le forze applicate nella simulazione FEM producano effettivamente uno sforzo di taglio unitario sulla superficie esterna dell'elemento tubolare di diametro minore valutato su una sezione a 50 mm dal piede cordone.

A titolo esemplificativo, si sono verificate le previsioni appena esposte su una sezione posta a  $50\text{mm}$  dal piede cordone di saldatura. Riuscire ad indurre uno sforzo di taglio pari ad  $1\text{MPa}$  si è dimostrato estremamente utile, poichè, grazie alla linearità del Peak Stress Method, ha permesso di aggiornare i risultati ottenuti ai valori dei carichi sperimentali riportati in Tabella 4.5. L'effettivo valore delle forze  $F$ , in Figura 4.13, è stato ricavato risolvendo il seguente sistema di equazioni.

$$\begin{cases} M_t = 2 \cdot \frac{F}{8} \cdot r \\ \Delta\tau_{nom,Sez.A} = \frac{M_t}{w_t} \\ \Delta\tau_{nom,Sez.A} = 1\text{MPa} \end{cases} \quad (4.6)$$

## 4.5 Estrapolazione dei risultati

L'estrapolazione dei risultati nei due approcci intrapresi ha presentato notevoli differenze. All'interno di Ansys Mechanical Enterprise, per calcolare il valore della tensione equivalente di picco è stato sufficiente inserire pochi parametri nell'App ACT PSM. Diverso è stato per l'analisi svolta all'interno di Ansys Mechanical APDL, che si è dimostrata molto più lunga e laboriosa dovendo dapprima estrarre le tensioni di picco in ambiente FEM, poi rielaborarle in Microsoft Excel® per giungere al risultato.

### 4.5.1 Ansys Mechanical APDL

Al fine di estrarre le tensioni di picco, si sono compilati dei codici APDL, reperibili in versione integrale in Appendice C, in grado di orientare e posizionare correttamente i sistemi di riferimento locali, del tipo descritto in Figura 1.4, quindi estrarre i risultati cercati.

Successivamente all'interno di Microsoft Excel®, si è calcolata la media mobile su tre nodi adiacenti con l'equazione (1.13), escludendo preventivamente dal computo le coppie di nodi d'estremità della linea esaminata, come suggerito in Letteratura [33] e riassunto in Figura 1.6.

Il passo successivo è stato calcolare il valore assunto dai coefficienti  $f_{wi}$  con  $i = 1, 2, 3$  grazie alle equazioni (1.11). Si riportano in Tabella 4.8 i valori dei parametri utilizzati per il calcolo dei coefficienti  $f_{wi}$  in base al V-notch considerato.

Parametri PSM	Weld toe $2\alpha = 135^\circ$	Weld root $2\alpha \approx 0^\circ$
$K_{FE}^*$	$1.21 \pm 10\%$	$1.05 \pm 10\%$
$K_{FE}^{**}$	-	$1.63 \pm 20\%$
$K_{FE}^{***}$	$1.70 \pm 10\%$	$1.37 \pm 15\%$
$\lambda_1$	0.674	0.5
$\lambda_2$	-	0.5
$\lambda_3$	0.8	0.5
$e_1$	0.113	0.125
$e_2$	-	0.337
$e_3$	0.256	0.423

Tabella 4.8: Parametri per l'applicazione del Peak Stress Method nell'analisi in Mechanical APDL per il giunto saldato studiato da Costa.

Prima di poter calcolare la tensione equivalente di picco, è importante ricordare che i provini hanno subito trattamenti termici di rilassamento delle tensioni. In Tabella 4.9, si propongono i valori calcolati per i coefficienti  $c_{wi}$  con  $i = 1, 2, 3$  in funzione del rapporto di carico, per tener conto dei trattamenti termici.

R	$c_{wi}$ con $i = 1, 2, 3$
0.05	1.105
-1	0.5

Tabella 4.9: valori dei coefficienti  $c_{wi}$  con  $i = 1, 2, 3$  in funzione del rapporto di carico per il giunto saldato studiato da Costa.

In conclusione, noti tutti i parametri precedentemente discussi, non rimane che implementare l'equazione (1.12) al fine di calcolare la tensione equivalente di picco.

#### 4.5.2 App ACT PSM

Come anticipato, estrapolare i valori della tensione equivalente di picco con l'App ACT PSM è stato molto più rapido e semplice rispetto al caso precedente. Si sono svolte due analisi con l'applicazione automatica: una per ciascun valore del rapporto di carico riportato in Tabella 4.9. Per condurre le analisi è stato sufficiente impostare i parametri dimensionali presentati in Tabella 4.10 di seguito. Per una trattazione più completa ed esaustiva del funzionamento dell'App ACT PSM si rimanda alla spiegazione in Appendice B.

Charateristic Parameter "a"	3 mm
Element Size "d"	1 mm
Minimum Thickness " $T_{min}$ "	3 mm

Tabella 4.10: Parametri dimensionali impostati per l'analisi automatica con la App ACT PSM per le analisi del giunto studiato da Costa.

Impostati tali parametri e lanciata l'analisi, l'App ACT PSM, dopo pochi minuti, ha restituito in output i valori della tensione equivalente di picco.

#### 4.6 Presentazione dei risultati

Finalmente è possibile presentare i risultati ottenuti dall'analisi del giunto saldato studiato da Costa [13]. Prima di esporre i grafici relativi agli andamenti della tensione equivalente di picco, si ritiene utile specificare il significato della nomenclatura utilizzata. Nei grafici nelle Figure 4.15, 4.17, 4.16 e 4.18 vengono utilizzati i termini:

- "SEQ" per indicare la tensione equivalente di picco;
- "APDL" per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical APDL;
- "PSM" per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical Enterprise ed estrapolati con l'App ACT PSM.

In Figura 4.14, si esplicita come è stata definita la "Coordinata Angolare" in ascissa ai grafici.

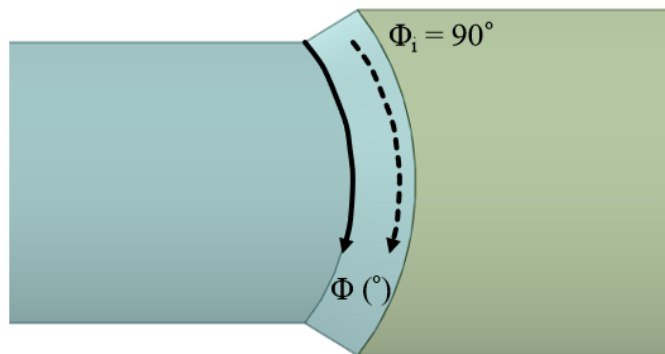


Figura 4.14: Definizione della "Coordinata Angolare" in ascissa ai grafici dei risultati per l'analisi del giunto studiato da Costa.

Gli autori dell'articolo [13] individuano il punto di rottura sperimentale lungo il piede cordone di saldatura ad una coordinata angolare prossima ai  $90^\circ$ .

I grafici della tensione equivalente di picco presentati nelle pagine successive sono stati ricavati per valori della tensione nominale unitari. Tutti i confronti, tra le analisi svolte in Ansys Mechanical APDL e in Ansys Mechanical Enterprise, hanno avuto esito positivo, non portando mai scostamenti superiori al grado d'incertezza che contraddistingue i coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$ .



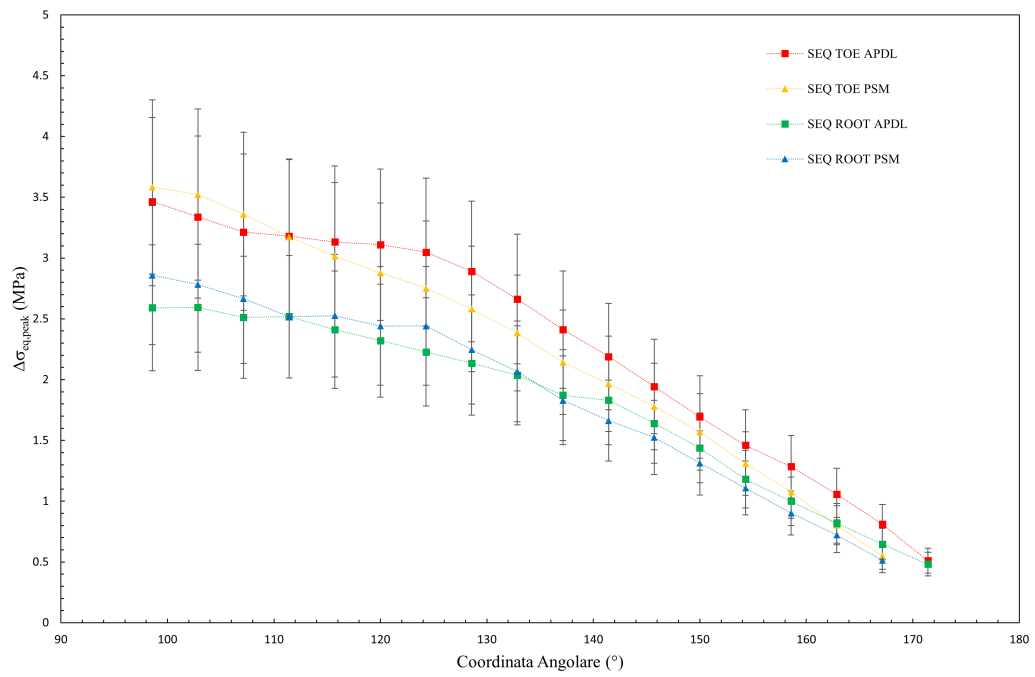


Figura 4.15: Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di flessione e rapporto ciclo  $R = 0.05$  per il giunto saldato studiato da Costa.

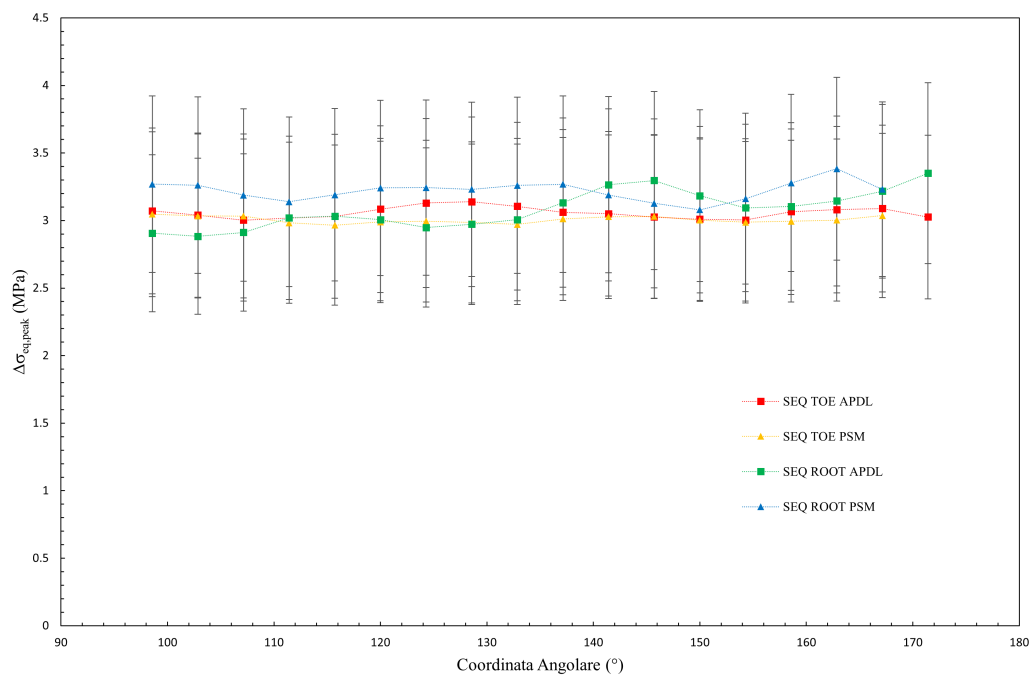


Figura 4.16: Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di torsione e rapporto ciclo  $R = 0.05$  per il giunto saldato studiato da Costa.

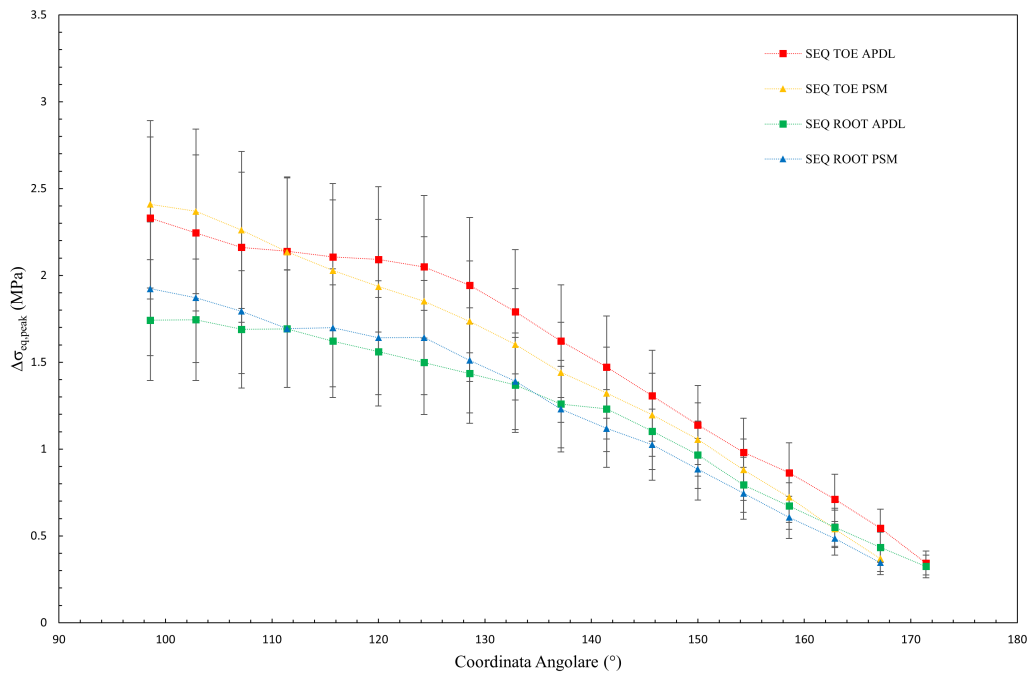


Figura 4.17: Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di flessione e rapporto ciclo  $R = -1$  per il giunto saldato studiato da Costa.

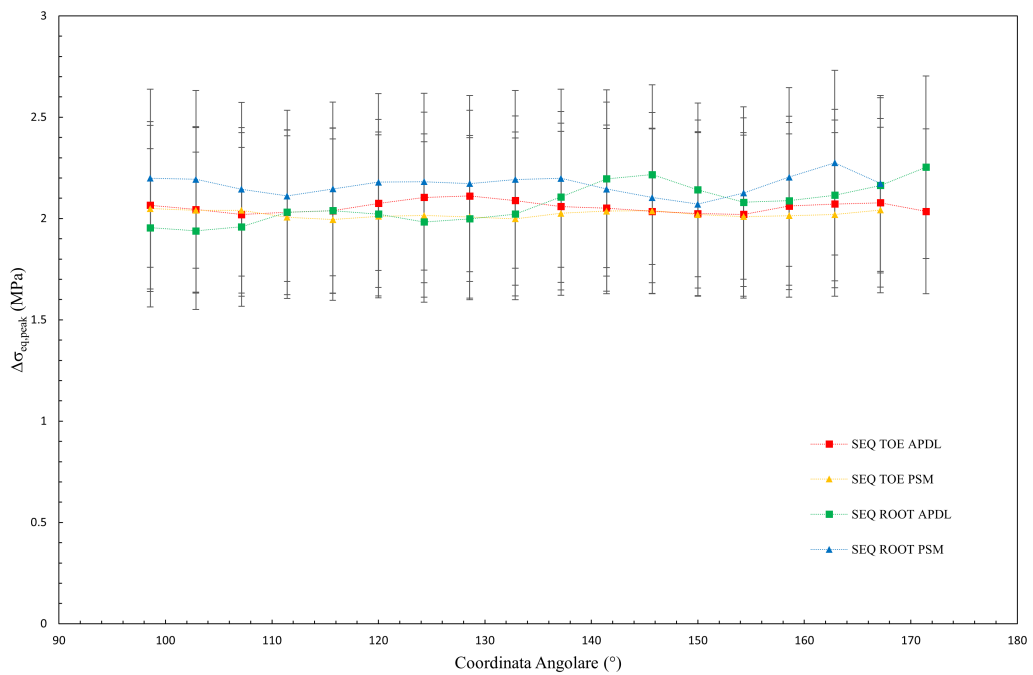


Figura 4.18: Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di torsione e rapporto ciclo  $R = -1$  per il giunto saldato studiato da Costa.

Al fine inserire i punti sperimentali nella banda di progettazione del Peak Stress Method, è necessario aggiornare i risultati appena esposti ai valori dei carichi sperimentali presentati in Tabella 4.5. Successivamente, combinare i risultati ottenuti per flessione pura e torsione pura con l'equazione (4.4) in modo da ottenere le configurazioni di carico esposte in Tabella 4.4. In conclusione, non rimane che correlare la vita a fatica, presente in Tabella 4.5, con la tensione equivalente di picco appena calcolata per poter individuare i punti sperimentali riportati in Figura 4.19.

Nello stesso grafico, a ulteriore verifica della bontà dei risultati ottenuti, si è preferito includere i punti sperimentali ricavati in un'analisi del 2017 [26], contraddistinti col termine "Rigon" dall'autore dello studio. L'analisi sopracitata è stata svolta con elementi bidimensionali PLANE 182.

Come si può osservare in Figura 4.19, non solo i punti sperimentali si dimostrano in ottimo accordo tra le analisi svolte in Ansys Mechanical APDL e in Ansys Mechanical Enterprise, ma anche con quelli riportati per l'analisi bidimensionale.

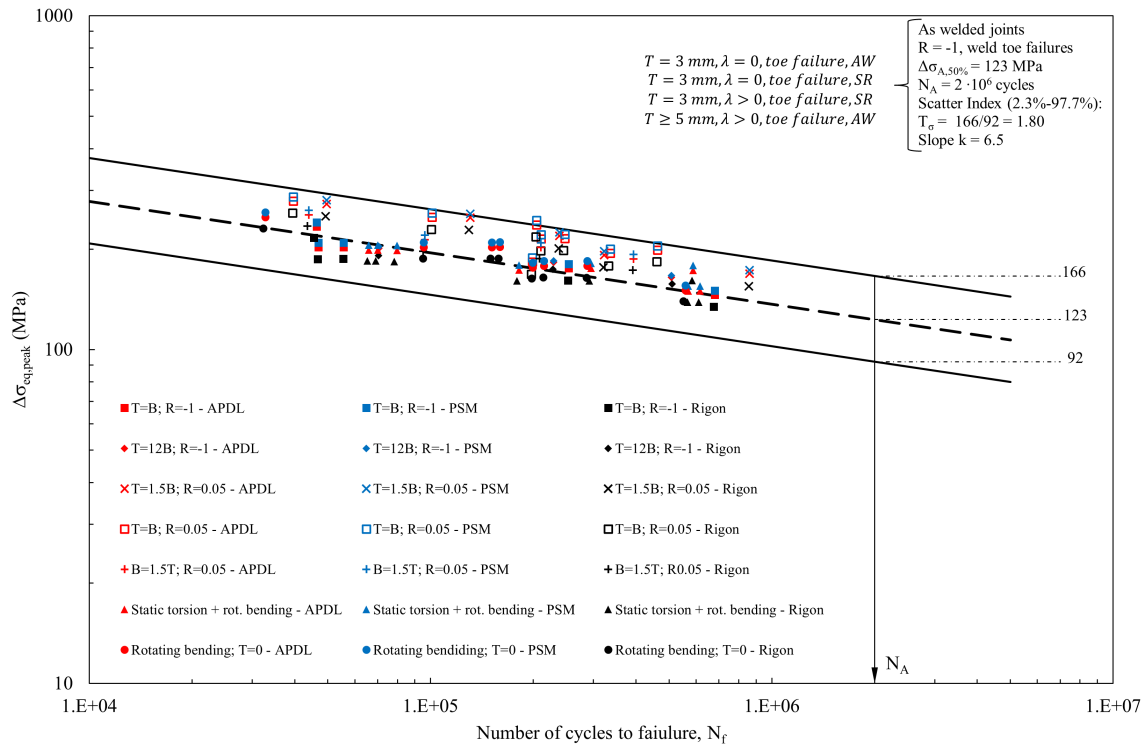


Figura 4.19: Banda di progettazione del Peak Stress Method per l'alluminio con prevalenza di modo III di sollecitazione dell'intaglio, con inseriti i punti sperimentali ricavati dall'analisi del giunto studiato da Costa.



## CAPITOLO 5: Analisi Macdonald [21]

In questo capitolo, si condurrà una rianalisi del giunto saldato studiato da Macdonald [21] applicando il Peak Stress Method. La geometria in esame, presentata in Figura 5.1, è formata da due elementi tubolari a sezione rettangolare, uniti a formare un classico giunto a T. I due tubolari presentano la medesima sezione rettangolare a vertici raccordati, riportata ancora in Figura 5.1. Il membro orizzontale, denominato Chord, viene sottoposto ad un carico di flessione a quattro punti, mentre il tubolare disposto verticalmente, chiamato Brace, rimane scarico. Oltre alle principali caratteristiche dimensionali, in Figura 5.1, si presenta una sintesi dello schema di vincoli e carichi applicati.

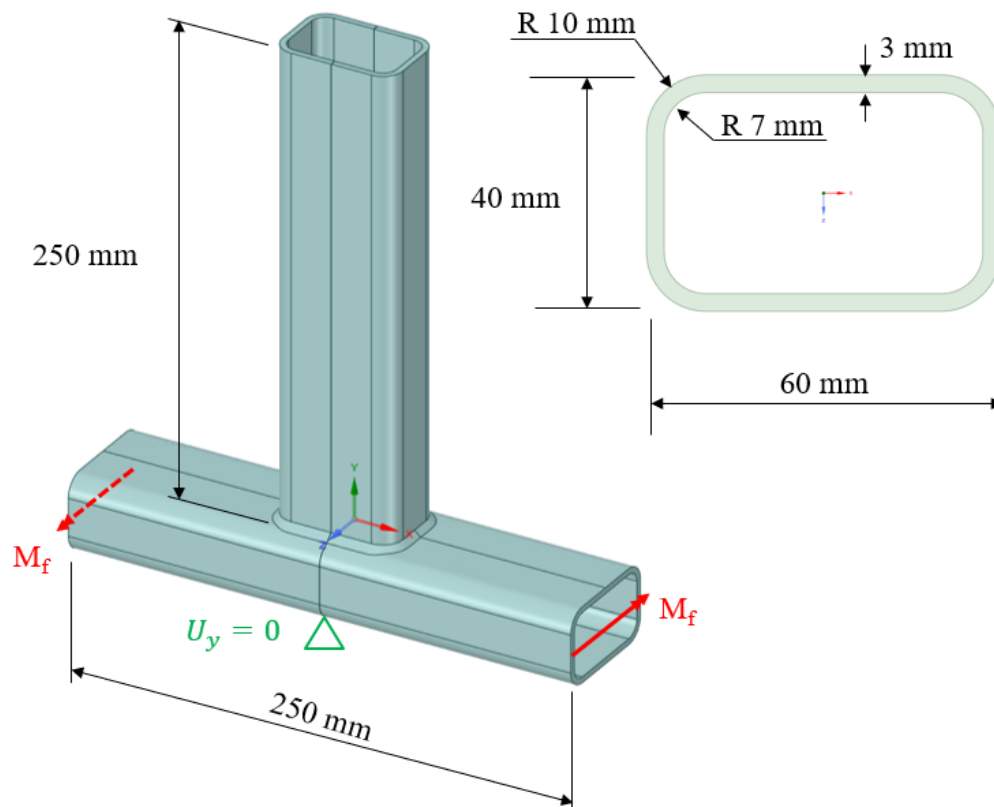


Figura 5.1: Rappresentazione schematica della geometria analizzata [21], assieme allo schema di vincoli e carichi applicati.

### 5.1 Dettagli sperimentali

Prima di esporre le analisi condotte in ambiente FEM, si ritiene utile ripercorre sinteticamente lo studio svolto da Macdonald e colleghi [21] sulla geometria in esame. I provini testati sono composti da una leggera, nel dettaglio si di una lega a base di alluminio denominata 6082.26-T5. Si riportano le principali proprietà meccaniche del materiale in Tabella 5.1.

Tensione di snervamento $\sigma_S$	Tensione a rottura $\sigma_R$	Modulo di Young	Coefficiente di Poisson
290 MPa	340 MPa	71 GPa	0.33

Tabella 5.1: Proprietà meccaniche della lega alluminio 6082.26-T5 utilizzata [21].

Le prove sperimentali hanno interessato diverse tipologie di provini, che presentano differenze sia per il metallo di saldatura utilizzato, che per i trattamenti meccanici post-saldatura. Sono state impiegate due distinte leghe leggere per saldare i due elementi tubolari:

- lega di alluminio 4043;
- lega di alluminio 5183.

In seguito al processo di saldatura, parte dei provini ha subito trattamento meccanico “toe-ground”, mentre la restante parte non ha subito alcun trattamento post-saldatura, quindi è rimasta allo stato “as-welded”. Il trattamento meccanico “toe-ground” consiste nell’asportazione di parte del materiale a piede cordone in modo da addolcire il raggio di curvatura nei pressi della zona interessata.

Si riassumono in Tabella 5.2 i principali dettagli relativi all’impostazione delle prove sperimentali ed al procedimento di saldatura subito dai provini.

Fatigue tests		
Testing conditions	As-welded	Toe-ground
Load ratio		0.1
Constant amplitude 5Hz sinusoidal waveform		
Unloaded Brace shortened		
Welding process		
Welding metal	4043 alluminuim alloy	5183 alluminium alloy

Tabella 5.2: Sintesi dei dettagli sperimentali delle prove a fatica svolte da Costa e del processo di saldatura subito dai provini.

Al fine di facilitare l’installazione dei provini alla macchina di prova, il membro Brace è stato accorciato. Tutte le prove a fatica sono state svolte ad un rapporto ciclo  $R = 0.1$ , applicando il carico con un’onda di forma sinusoidale ad ampiezza costante. Si riportano in Tabella 5.3 [21], i dati ottenuti dalle prove sperimentali, in termini di range di tensione nominale e vita a fatica, specificando il metallo di saldatura utilizzato per la serie di provini e lo stato degli stessi. Si specifica che  $\Delta\sigma_{nom}$  è stato calcolato dagli autori [21] in corrispondenza delle sezioni di estremità caricate.

$\Delta\sigma_{nom}$ [MPa]	$N_f$	$\Delta\sigma_{nom}$ [MPa]	$N_f$
5183 fillet metal "as-welded"		4043 fillet metal "as-welded"	
102.9	94920	107.1	63070
85.7	212804	107.1	99170
85.7	227709	85.7	197040
85.7	190277	85.7	177460
68.7	604644	64.3	163140
68.7	101775	64.3	418430
68.7	254133	64.3	682220
68.7	299678	64.3	485600
68.7	343000	64.3	509880
51.4	1179325	64.3	1712630
5183 fillet metal "toe-ground"		4043 fillet metal "toe-ground"	
120	103261	137	62948
120	109186	128	134566
120	82064	120	164859
85.7	329978	120	142772
85.7	439241	85.7	725352
85.7	415224	85.7	802964
85.7	417792	85.7	497596
68.7	1908639		

Tabella 5.3: Dati sperimentali in termini di tensione nominale calcolata in corrispondenza della sezione caricata e di vita a fatica [21].

## 5.2 Modellazione geometrica

Come accennato in precedenza, il giunto saldato da Macdonald [21] presenta una configurazione a T. La geometria risulta composta da due elementi tubolari a sezione rettangolare uniti da un cordone di saldatura a parziale penetrazione. Per completezza, si riporta lo schizzo del giunto saldato, con riportate le dimensioni principali, in Figura 5.2 [23].

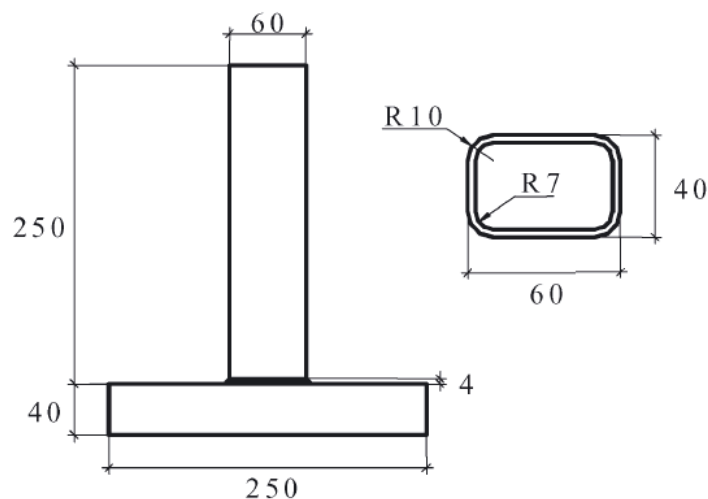


Figura 5.2: dimensioni fondamentali del giunto saldato studiato da Macdonald [23].

Le simmetrie del giunto saldato hanno permesso di modellare solamente  $\frac{1}{4}$  della geometria nominale all'interno di SolidWorks®, applicando successivamente in ambiente FEM le adeguate condizioni di simmetria alle superfici interessate.

Con l'intento di non appesantire l'esposizione, in seguito si concentra l'attenzione solamente sulle principali differenze che hanno contraddistinto la modellazione geometrica nelle due analisi parallele, svolte negli ambienti FEM Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise.

### 5.2.1 Geometria in Ansys Mechanical APDL

Per svolgere l'analisi con Ansys Mechanical APDL, si è preferito modellare l'intero giunto come un unico volume all'interno di SolidWorks®, realizzando una radice cordone con un piccolo angolo di apertura. Nel dettaglio, la radice è stata generata a partire dallo sketch riportato in Figura 5.3. Come si può vedere, essa presenta un piccolo angolo di apertura, per una distanza orizzontale di  $1.2\text{mm}$ , fino a raggiungere l'apertura massima pari a  $0.05\text{mm}$  per poi proseguire a facce parallele. Tale modellazione si è resa necessaria poiché Ansys Mechanical APDL, durante la generazione della mesh, presentava la tendenza a chiudere parte della radice.

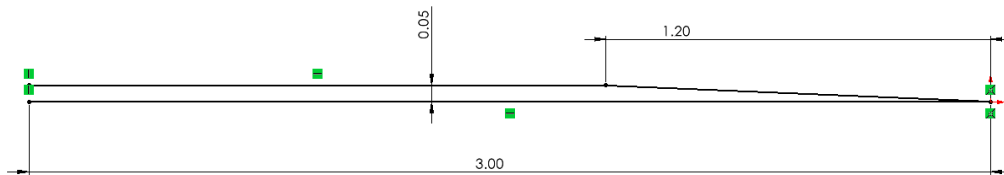


Figura 5.3: Ingrandimento nei pressi della radice cordone dello sketch utilizzato per la modellazione del giunto studiato da Macdonald per l'analisi in Mechanical APDL.

Infine, il modello generato in SolidWorks® è stato convertito in formato Parasolid, in modo da poter essere importato correttamente all'interno di Ansys Mechanical APDL.

### 5.2.2 Geometria in Ansys Mechanical Enterprise

Anche per svolgere l'analisi con Ansys Mechanical Enterprise, si è preferito modellare l'intero giunto come un unico volume all'interno di SolidWorks®, realizzando una radice cordone con un piccolo angolo di apertura. La radice è stata modellata a partire dallo sketch riportato in Figura 5.4, che presenta un piccolo angolo di apertura per l'intero spessore del tubolare ( $3\text{mm}$ ), fino a raggiungere la massima apertura di  $0.05\text{mm}$ . Fortunatamente, Ansys Mechanical Enterprise non causato problemi durante la generazione della mesh.

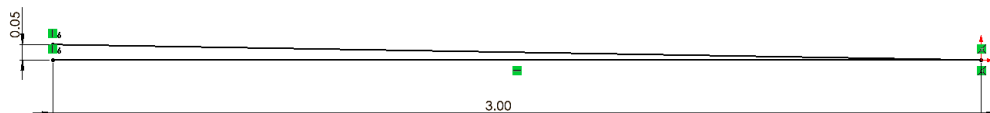


Figura 5.4: Ingrandimento nei pressi della radice cordone dello sketch utilizzato per la modellazione del giunto studiato da Macdonald per l'analisi in Ansys Mechanical Enterprise.

Successivamente, si è convertito il file in formato STEP per importarlo all'interno di Ansys SpaceClaim, ove si è potuto migliorare qualche dettaglio geometrico. Si è utilizzato il comando "Merge Faces", che permette di unire le facce adiacenti in un'unica superficie. Si può apprezzare il risultato ottenuto in Figura 5.5, ove sono evidenziate le superfici interessate. Questa modifica è stata attuata principalmente per favorire una maggiore regolarità della mesh nei pressi dei piedi cordone del giunto.



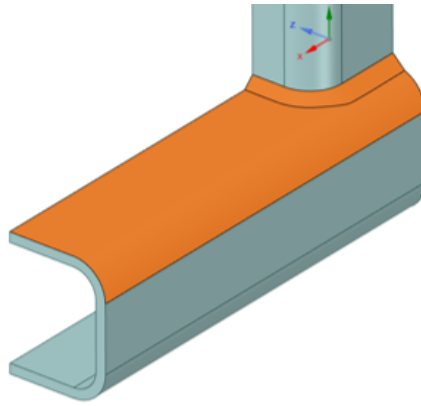


Figura 5.5: Superfici interessate dal comando “Merge Faces” in SpaceClaim del giunto studiato da Macdonald.

### 5.3 Mesh PSM

Al fine di applicare correttamente il Peak Stress Method, è necessario generare una mesh con una determinata dimensione di elemento, in base alle caratteristiche geometriche del giunto in esame. Nel caso del giunto studiato da Macdonald [21], come si può osservare in Figura 5.6, è possibile individuare due intagli acuti:

- un piede cordone con angolo di apertura  $2\alpha = 135^\circ$ ;
- una radice cordone con angolo di apertura  $2\alpha \approx 0^\circ$ .

Seguendo i suggerimenti riportati in Lettertura [33], risultano di rapida determinazione i parametri geometrici del Peak Stress Method:  $t$ ,  $l$  e  $z$  relativi rispettivamente a radice e piede cordone di saldatura.

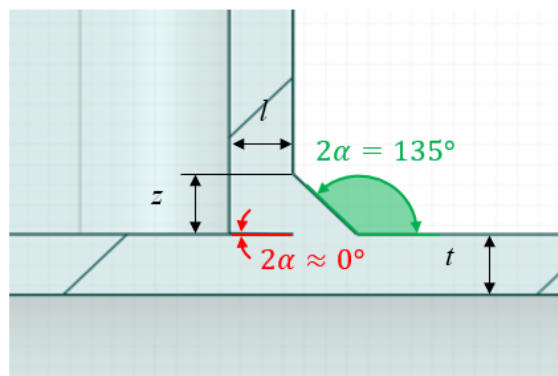


Figura 5.6: V-notch presenti nel giunto saldato studiato da Macdonald con evidenziati i parametri  $t$ ,  $l$  e  $z$  del Peak Stress Method.

Individuati i parametri geometrici evidenziati in Figura 5.6, si può definire la dimensione di elemento massima ammissibile per applicare il Peak Stress Method, rispettando le condizioni espote in Tabella 1.2 per gli elementi tetraedrici. Si presenta di seguito, in Tabella 5.4, un riassunto della procedura sopracitata, che ha permesso di impostare una dimensione media di elemento pari ad  $1mm$  per generare la mesh.

Parametri mesh	Weld toe $2\alpha = 135^\circ$	Weld root $2\alpha \approx 0^\circ$
$a$	$t = 3mm$	$l = z = 3mm$
$(a/d)_{(modeI)}$	$\geq 1$	$\geq 3$
$(a/d)_{(modeII)}$	-	$\geq 1$
$(a/d)_{(modeIII)}$	$\geq 3$	$\geq 3$
$(a/d)_{min}$	$\geq 3$	$\geq 3$
$d_{max}$	$\frac{3}{3} = 1mm$	$\frac{3}{3} = 1mm$
$d_{adopted}$	1mm	

Tabella 5.4: Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per il giunto saldato studiato da Costa.

Le mesh generate nelle due analisi parallele, in Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise, presentavano lievi differenze per quanto riguarda il numero totale di elementi. Si riporta il confronto tra questi due valori in Tabella 5.5, come si può notare la mesh generata in Ansys Mechanical Enterprise presenta un numero significativamente maggiore di elementi.

Elementi Tetra-10-node generati	
Ansys Mechanical APDL	444589
Ansys Mechanical Enterprise	589233

Tabella 5.5: Numero totale di elementi generati nelle analisi del giunto saldato studiato da Macdonald.

In conclusione, si può apprezzare la regolarità della mesh generata in Ansys Mechanical Enterprise nei pressi delle linee di piede e radice cordone in Figura 5.7.

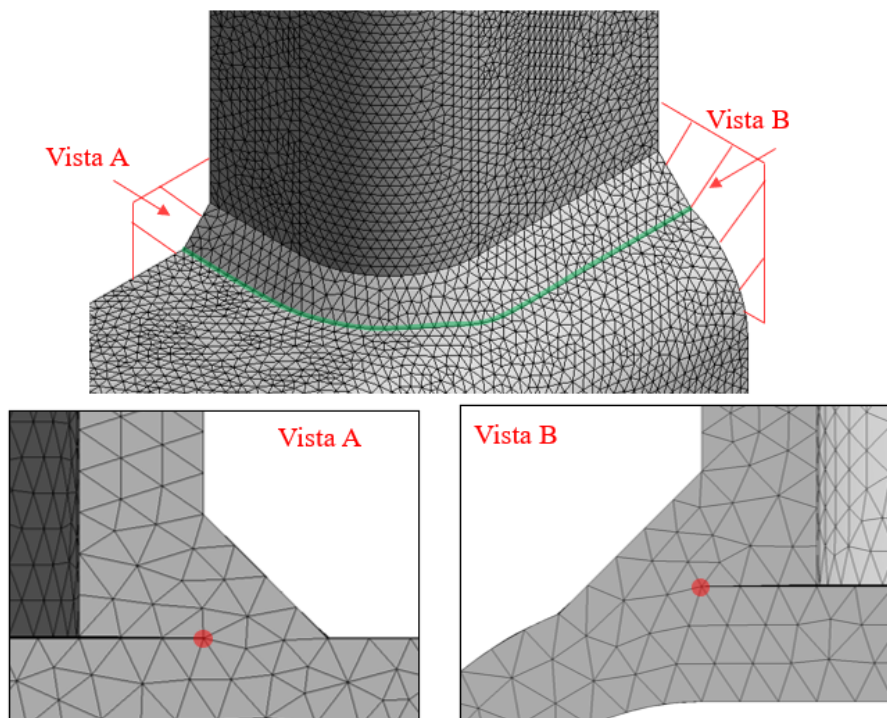


Figura 5.7: Mesh ottenuta nei pressi di piede e radice cordone di saldatura per il giunto studiato da Macdonald.

## 5.4 Carichi e vincoli

Come esposto all'inizio del capitolo, i provini sono stati sollecitati a flessione a quattro punti lungo il membro Chord. Al fine di riprodurre in ambiente FEM le medesime condizioni, con riferimento allo schema di vincoli e carichi riportato in Figura 5.8, si sono applicati:

- due vincoli di anti-simmetria alle superfici appoggiate sui XY e YZ;
- un vincolo allo spostamento verticale, in modo da sopprimere ogni labilità del modello;
- quattro forze applicate sulla sezione di estremità del membro Chord, in modo da indurre il carico di momento flettente.

Il valore dello sforzo normale riportato dagli autori [21] è stato valutato in corrispondenza della sezione caricata. In ambiente FEM, non è stato possibile valutare le tensioni esattamente sulla sezione suggerita in Letteratura [21], a causa degli evidenti effetti locali dovuti all'applicazione delle forze puntuali. Il momento flettente produce il classico campo tensionale con andamento a farfalla, raggiungendo il valore massimo positivo in corrispondenza della superficie esterna superiore del membro Chord. Come si può verificare in Figura 5.9, il valore delle forze applicate è stato calcolato in modo da indurre uno sforzo normale di trazione unitario ( $1MPa$ ) proprio sulla superficie sopraccitata, in una sezione ad una distanza pari a  $30mm$  dal piede cordone. Tale artificio, assieme all'ormai nota linearità del Peak Stress Method, ha permesso di aggiornare rapidamente i risultati ai valori sperimentali di tensione riportati in Tabella 5.3.

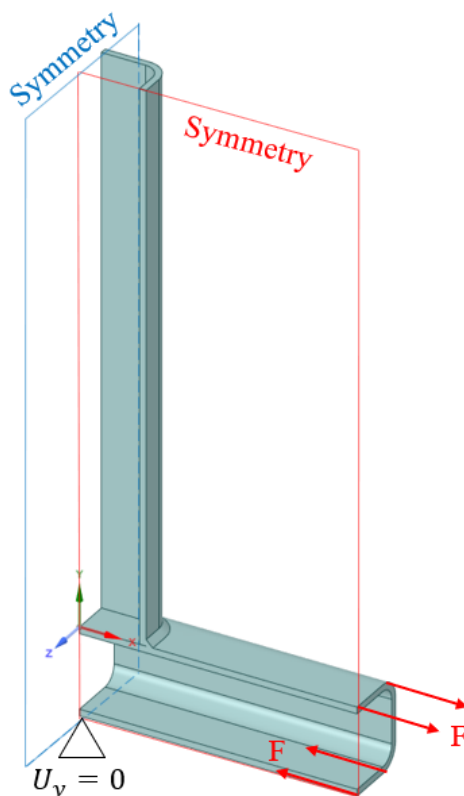


Figura 5.8: Schema di vincolo e carico applicato in ambiente FEM per l'analisi del giunto studiato da Macdonald.

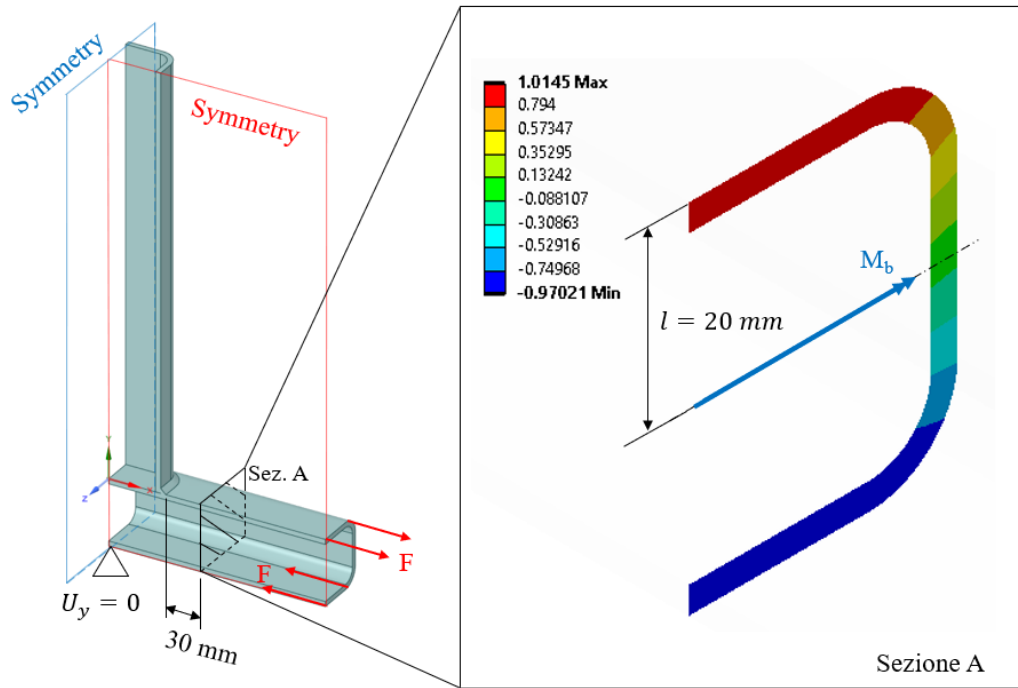


Figura 5.9: Verifica che le forze applicate in ambiente FEM producano effettivamente uno sforzo normale di trazione unitario sul giunto studiato da Macdonald.

L'effettivo valore delle forze  $F$ , in Figura 5.9, è stato ricavato risolvendo il seguente sistema di equazioni.

$$\begin{cases} M_b = (4F) \cdot l \\ \Delta\sigma_{nom,Sez.A} = \frac{M_b}{w_b} \\ \Delta\sigma_{nom,Sez.A} = 1MPa \end{cases} \quad (5.1)$$

Il modulo di resistenza a flessione  $w_b$  è stato calcolato a partire dal momento d'inerzia  $J$ , ricavato in SolidWorks®, con la seguente formula.

$$w_b = \frac{J}{l} \quad (5.2)$$

## 5.5 Estrapolazione dei risultati

L'estrapolazione dei risultati nei due approcci intrapresi ha presentato notevoli differenze. All'interno di Ansys Mechanical Enterprise, per calcolare il valore della tensione equivalente di picco è stato sufficiente inserire pochi parametri nell'App ACT PSM. Diverso è stato per l'analisi svolta all'interno di Ansys Mechanical APDL, che si è dimostrata molto più lunga e laboriosa dovendo dapprima estrarre le tensioni di picco in ambiente FEM, poi rielaborarle in Microsoft Excel® per giungere al risultato.

### 5.5.1 Ansys Mechanical APDL

Al fine di estrarre le tensioni di picco, si sono compilati dei codici APDL, reperibili in versione integrale in Appendice D, in grado di orientare e posizionare correttamente i sistemi locali, del tipo descritto in Figura 1.4, quindi estrarre i risultati cercati.

Successivamente all'interno di Microsoft Excel®, si è calcolata la media mobile su tre nodi adiacenti con l'equazione (1.13), escludendo preventivamente dal computo le coppie di nodi d'estremità della linea esaminata, come suggerito in Letteratura [33] e riassunto in Figura 1.6.

Il passo successivo è stato calcolare il valore assunto dai coefficienti  $f_{wi}$  con  $i = 1, 2, 3$  grazie alle equazioni (1.11). Si riportano in Tabella 5.6 i valori dei parametri utilizzati per il calcolo dei coefficienti  $f_{wi}$  in base al V-notch considerato.

Parametri PSM	Weld toe $2\alpha = 135^\circ$	Weld root $2\alpha \approx 0^\circ$
$K_{FE}^*$	$1.21 \pm 10\%$	$1.05 \pm 10\%$
$K_{FE}^{**}$	-	$1.63 \pm 20\%$
$K_{FE}^{***}$	$1.70 \pm 10\%$	$1.37 \pm 15\%$
$\lambda_1$	0.674	0.5
$\lambda_2$	-	0.5
$\lambda_3$	0.8	0.5
$e_1$	0.113	0.125
$e_2$	-	0.337
$e_3$	0.256	0.423

Tabella 5.6: Parametri per l'applicazione del Peak Stress Method nell'analisi in Mechanical APDL per il giunto saldato studiato da Macdonald.

Non essendo stato condotto alcun trattamento termico sui provini testati, i coefficienti  $c_{wi}$  con  $i = 1, 2, 3$  sono stati assunti di valore unitario. In conclusione, noti tutti i parametri precedentemente discussi, è stato possibile calcolare la tensione equivalente di picco, grazie all'equazione(1.12).

### 5.5.2 App ACT PSM

Come anticipato, estrapolare i valori della tensione equivalente di picco con l'App ACT PSM è stato molto più rapido e semplice rispetto al caso precedente. Per condurre l'analisi è stato sufficiente impostare i parametri dimensionali presentati in Tabella 5.7 di seguito. Per una trattazione più completa ed esaustiva del funzionamento dell'App ACT PSM si rimanda alla spiegazione in Appendice B.

Charateristic Parameter "a"	3 mm
Element Size "d"	1 mm
Minimum Thickness " $T_{min}$ "	3 mm

Tabella 5.7: Parametri dimensionali impostati per l'analisi automatica con la App ACT PSM per le analisi del giunto studiato da Macdonald.

## 5.6 Presentazione dei risultati

Finalmente è possibile presentare i risultati ottenuti dall'analisi del giunto saldato studiato da Macdonald [21]. Prima di esporre i grafici relativi agli andamenti della tensione equivalente di picco, si ritiene utile specificare la nomenclatura utilizzata. Con riferimento al grafico in Figura 5.11, si illustra il significato dei termini utilizzati:

- "APDL" per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical APDL;
- "PSM" per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical Enterprise ed estrapolati con l'App ACT PSM.

Per maggior chiarezza, si esplicita in Figura 5.10 come è stata definita la coordinata curvilinea  $S$  in ascissa ai grafici.

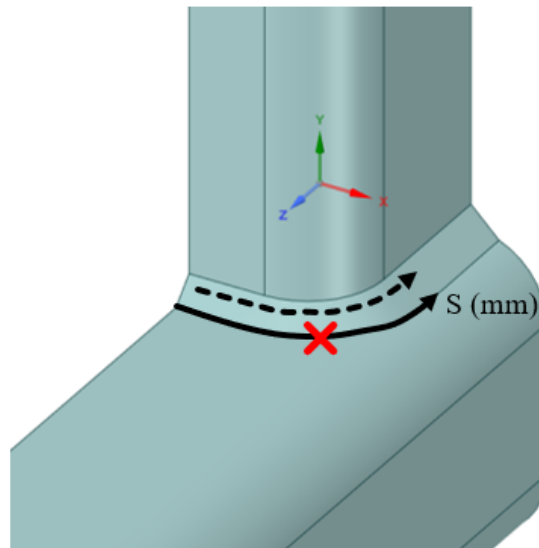


Figura 5.10: Definizione della coordinata curvilinea  $S$  in ascissa ai grafici dei risultati per l'analisi del giunto saldato studiato da Macdonald.

Sempre in Figura 5.10, è stato evidenziato con una  $X$  rossa il punto di rottura sperimentale, individuato dagli autori [21] nella zona curva del piede cordone di saldatura. Si ricorda che il grafico della tensione equivalente di picco, riportato in Figura 5.11, è stato ricavato per una tensione nominale unitaria. Come si può notare, i risultati delle analisi svolte in Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise si dimostrano in ottimo accordo, non portando mai scostamenti superiori al grado d'incertezza che contraddistingue i coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$ .

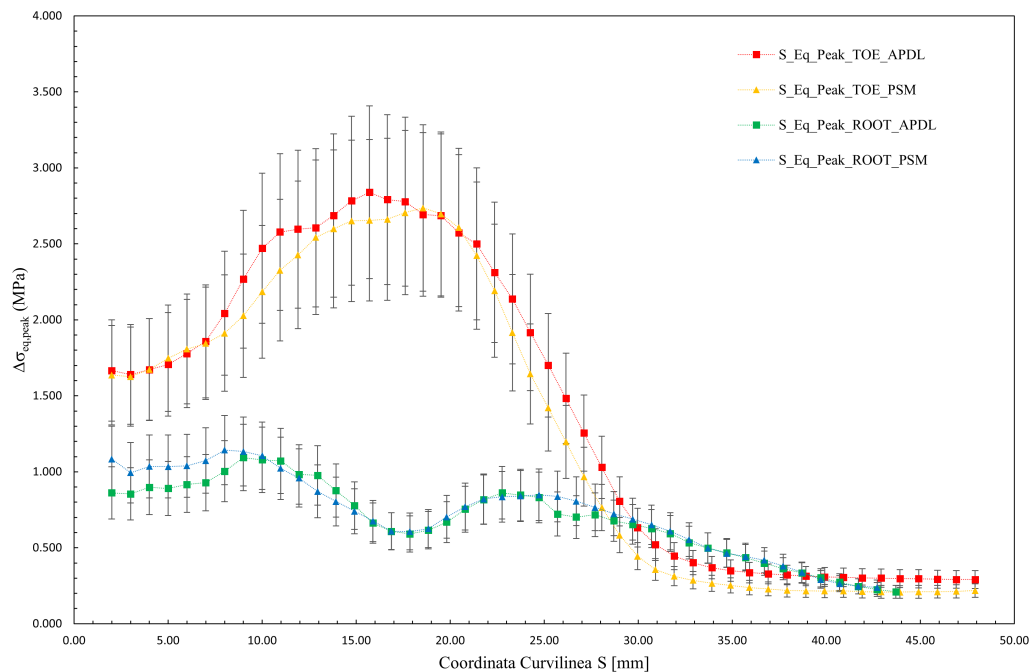


Figura 5.11: Andamento della tensione equivalente di picco per il giunto saldato studiato da Macdonald.

Urge sottolineare una considerazione di carattere procedurale nell'applicazione del Peak Stress Method che ha portato a ottenere il grafico in Figura 5.11. Infatti, come evidenziato in Figura 5.12, gli angoli di apertura  $2\alpha$  non sono costanti su tutta la lunghezza del piede cordone. Ciononostante, si sono comunque utilizzati i coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  relativi all'angolo di apertura  $2\alpha = 135^\circ$  per calcolare la tensione equivalente di picco su tutta la linea. Nel caso specifico, non si è ritenuta problematica questa semplificazione, poichè le aperture angolari tendevano a discostarsi dai  $135^\circ$  solamente per valori della coordinata curvilinea  $S$  maggiori di  $25\text{mm}$ , zona che sperimenta un modeste  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ .

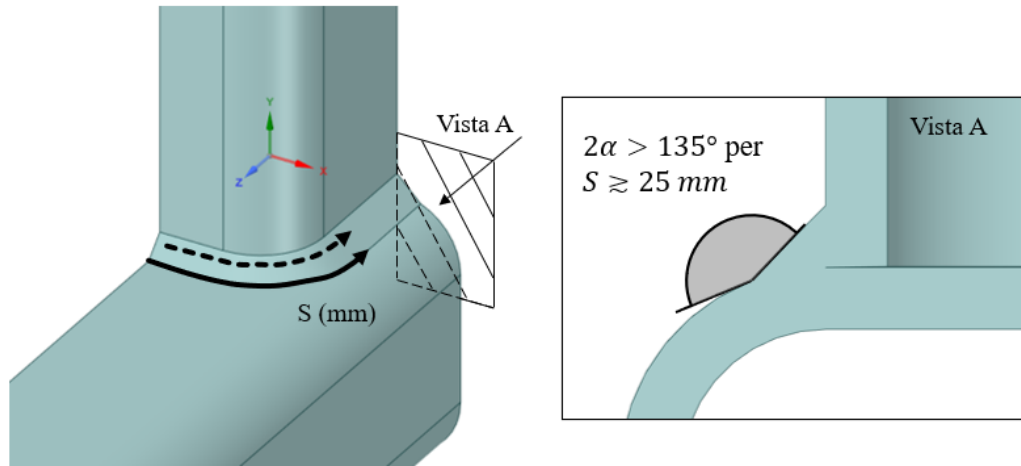


Figura 5.12: Considerazioni sull'effettiva apertura angolare a piede cordone di saldatura.

Al fine di inserire i punti sperimentali in banda di progettazione del Peak Stress Method, è necessario aggiornare i risultati appena esposti ai valori dei carichi sperimentali presentati in Tabella 5.3. Il punto che sperimenta la massima tensione equivalente di picco, in ottimo accordo con la zona di rottura sperimentale, presenta un coefficiente di biassialità locale  $\lambda = 0.58$ . Questo ha permesso di fugare ogni dubbio sulla banda di progettazione da scegliere, ovvero quella per prevalenza di modo III di sollecitazione dell'intaglio. Si presentano di seguito, in Figura 5.13, i punti sperimentali inseriti in banda per i provini testati allo stato "as-welded". Come si può notare, non solo le due analisi parallele, svolte in Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise, presentano differenze trascurabili, ma i risultati sono anche in ottimo accordo con la banda a progettazione del Peak Stress Method. Diverso è per i provini testati allo stato "toe-ground" i cui punti sperimentali sono riportati in Figura 5.14. Come era lecito aspettarsi, i risultati ricadono nella zona in vantaggio di sicurezza, questo è dovuto principalmente al tipo di lavorazione post-saldatura subita, che non solo introduce delle tensioni residue di compressione, ma addolcendo il raccordo a piede cordone fa cadere l'ipotesi di intaglio acuto su cui si fonda il Peak Stress Method.

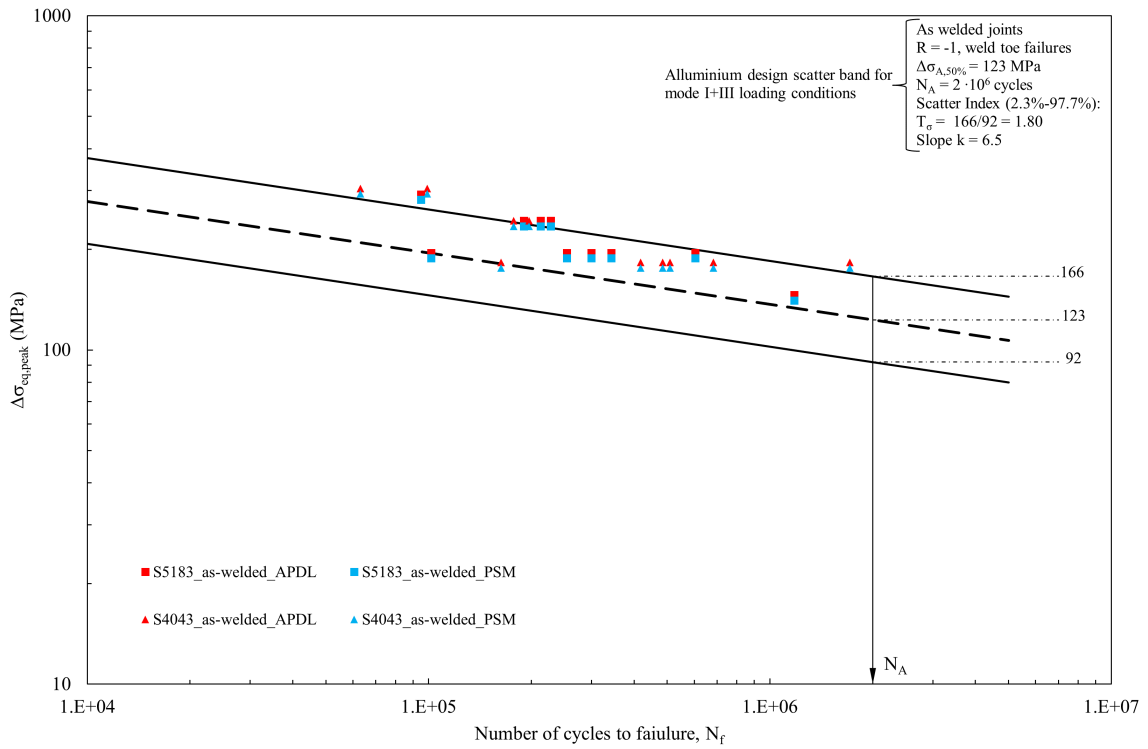


Figura 5.13: Banda di progettazione del Peak Stress Method con inseriti i dati dei provini allo stato “as-welded” dell’analisi relativa al giunto saldato studiato da Macdonald.

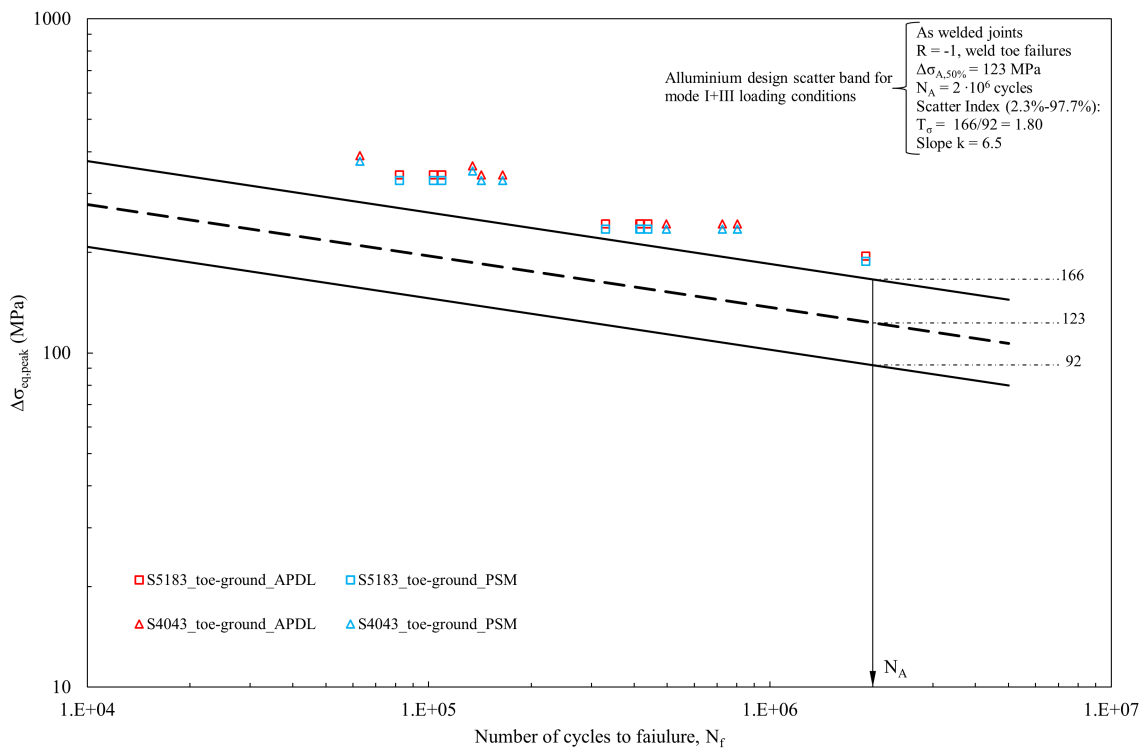


Figura 5.14: Banda di progettazione del Peak Stress Method con inseriti i dati dei provini allo stato “toe-ground” dell’analisi relativa al giunto saldato studiato da Macdonald.



## CAPITOLO 6: Analisi dello sterzo di uno scooter elettrico [37]

Nel corso del presente capitolo si vogliono descrivere le prove a fatica condotte sul telaio dello scooter elettrico analizzato e la successiva analisi FEM condotta in corrispondenza della parte anteriore del telaio, in prossimità dello sterzo. Lo studio [37] verte sulla resistenza a fatica del telaio di uno scooter elettrico, di cui vengono riportate due foto in Figura 6.1. Si tratta del modello di scooter elettrico tutt'ora in commercio, non è possibile fornire maggiori dettagli per motivi di riservatezza.



Figura 6.1: Immagini copertina dello scooter studiato in [37].

L'analisi non ha coinvolto lo scooter nella sua interezza, ma solamente il telaio, formato da una struttura tubolare principale in lega d'alluminio 6061-T6, su cui sono stati saldati tutti gli elementi ausiliari (dello stesso materiale), fino a formare il telaio rappresentato in Figura 6.2 (visualizzazione del modello CAD). Il processo di saldatura adoperato è del tipo TIG (Tungsten Inert Gas), cui non è seguito alcun trattamento post saldatura, pertanto le prove a fatica sono state eseguite su un componente allo stato "as-welded".

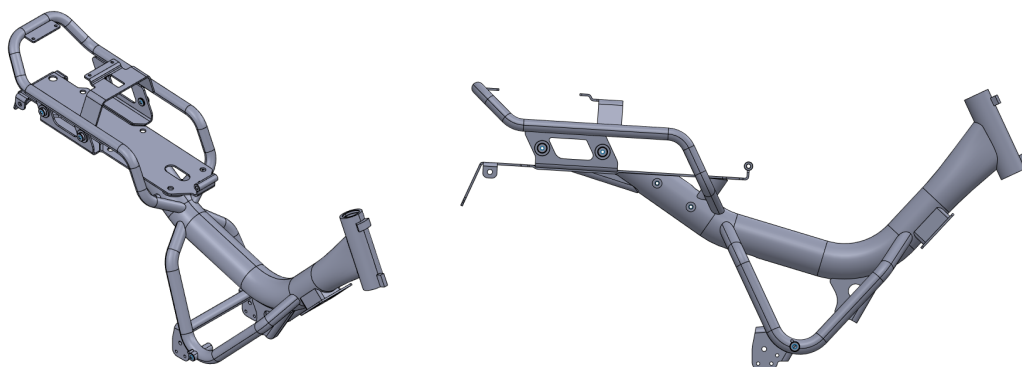


Figura 6.2: Modello CAD del telaio dello scooter elettrico analizzato.

Si riportano di seguito, in Tabella 6.1, le proprietà meccaniche di maggior interesse per la lega d'alluminio 6061-T6.

Tensione di snervamento $\sigma_S$	Tensione a rottura $\sigma_R$	Modulo di Young	Coefficiente di Poisson
276 MPa	310 MPa	70 GPa	0.33

Tabella 6.1: Proprietà meccaniche della lega alluminio 6061-T6 di cui è composto il telaio dello scooter elettrico.

Le prove a fatica per la condizione di carico orizzontale sono state ideate con l'intento di riprodurre le sollecitazioni subite dallo scooter durante la percorrenza su strada durante le fasi di accelerazione e frenata.

## 6.1 Condizione di carico orizzontale

La condizione di carico denominata orizzontale consiste nell'applicare una forza orizzontale all'asse della ruota anteriore dello scooter, che risulta a sua volta vincolato a scorrere lungo una guida orizzontale. Un ulteriore vincolo è applicato alla ruota posteriore, che viene agganciata allo stesso banco di prova tramite una morsa. Si propone in Figura 6.3 [37] il setup del banco prova utilizzato per svolgere i test a fatica per la condizione di carico orizzontale.



Figura 6.3: Setup del banco prova utilizzato per le prove a fatica per la condizione di carico orizzontale con montato un telaio [37].

In Figura 6.4, si presenta lo schema sintetico di vincoli e carichi applicati per la condizione di carico orizzontale dedotto dall'articolo [37] ed utilizzato per le analisi FEM successive.



Figura 6.4: Schema di vincolo e carico semplificato del telaio per la condizione di carico orizzontale.

### 6.1.1 Prove a fatica

Confrontando le Figure 6.1 e 6.3, si può notare che, al fine di rendere più gravose le sollecitazioni durante le prove sperimentali, l'ammortizzatore posteriore è stato sostituito con una barra metallica rigida. Sono state condotte otto prove a fatica per la condizione di carico orizzontale su altrettanti telai. Le prove sperimentali sono state eseguite applicando una forza orizzontale con rapporto di carico  $R = -1$ , con l'intenzione di riprodurre le sollecitazioni subite dal telaio durante le fasi di accelerazione e frenata, quando l'interasse tra le ruote tende ad aumentare o diminuire leggermente. La forza è stata applicata con un martinetto servo-idraulico in controllo di forza, avente una capacità massima pari a  $15kN$ . Il criterio di rottura, per quale veniva terminata la prova, viene definito come una riduzione del 10% della rigidità iniziale, calcolata come la media sui primi 5000 cicli. Si riporta di seguito, in Tabella 6.2, una sintesi delle informazioni appena esposte per caratterizzare le prove a fatica.

Horizontal fatigue tests	
Load ratio	$R = -1$
Testing conditions	As-welded
Hydraulic press	Force controlled
Failure criteria	10% reduction of initial stiffness

Tabella 6.2: Caratterizzazione delle prove a fatica per la condizione di carico orizzontale relative al telaio dello scooter.

Degli otto telai testati per la condizione di carico orizzontale, solamente in due casi le cricche sono originate dalla parte superiore della saldatura di raccordo tra tubolare principale e sterzo. La maggior parte dei telai ha presentato rotture a partire dalla parte inferiore della saldatura di raccordo, del tipo presentato in Figura 6.5 [37].



Figura 6.5: Rotture sperimentali nella parte anteriore del telaio dovute alle prove per la condizione di carico orizzontale [37].

Da sinistra a destra, in Figura 6.5, sono rappresentate le rotture a fatica:

- cricca originata a piede cordone di saldatura e propagata lungo lo stesso;
- cricca originata a piede cordone di saldatura e propagata lungo lo spessore del cordone di saldatura;
- cricca originata a piede cordone di saldatura e propagata lungo lo spessore del tubolare principale.

Infine, in Tabella 6.3 [37], si presentano i risultati delle prove a fatica condotte per la condizione di carico orizzontale.

Frame ID	$\Delta F_x$ [N]	Cycle to Failure $N_f$	Failure Fiber	Crack initiation site	Crack propagation
Frame_01	3940	347287	LOWER	TOE	ROOT/BRACE
Frame_02	3940	163735	LOWER	TOE	TOE/BRACE
Frame_03	2801	1444606	UPPER	ROOT	ROOT
Frame_04	2801	1189852	LOWER	TOE	ROOT
Frame_05	5795	24846	LOWER	TOE	ROOT
Frame_06	5795	29002	LOWER	TOE	ROOT
Frame_07	2625	1047022	LOWER	TOE	TOE/BRACE
Frame_08	2625	1744845	UPPER	ROOT	ROOT

Tabella 6.3: Risultati delle prove a fatica per la condizione di carico orizzontale svolte sul telaio dello scooter [37].

## 6.2 Geometria analizzata

Riprendendo il lavoro di tesi [14] di qualche anno fa di un collega, si è potuto riesaminare la geometria presentata in Figura 6.6. Come si può dedurre, la presente analisi si limita a studiare il comportamento a fatica della sola zona anteriore del telaio dello scooter in prossimità dello sterzo. Tale zona risulta particolarmente interessante poichè è stata sede di tutte le rotture sperimentali osservate per le prove con condizione di carico orizzontale.

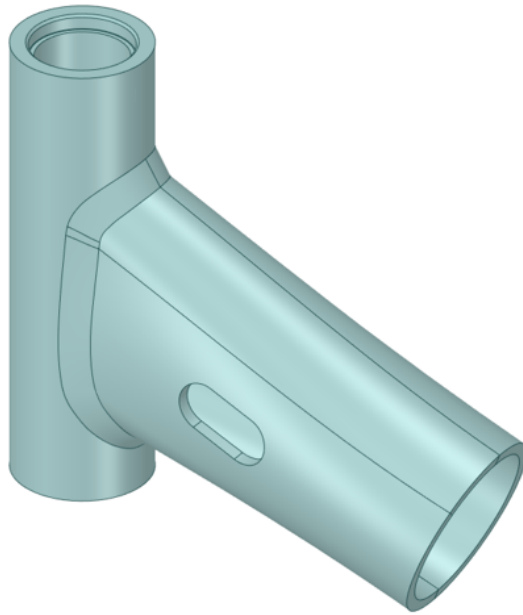


Figura 6.6: Geometria CAD della parte anteriore del telaio dello scooter elettrico [14].

Potendo importare in ambiente FEM il solo modello appena presentato in Figura 6.6, si possono immaginare fin d'ora le grandi difficoltà incontrate nell'applicare una condizione di carichi e vincoli tale da riprodurre in maniera verosimile le sollecitazioni sperimentate dal giunto durante le prove a fatica esposte al Capitolo 6.

### 6.3 Confronto della geometria CAD con la geometria reale

Come già accennato, fortunatamente non è stato necessario modellare da zero la geometria CAD presentata in Figura 6.6, bensì il modello virtuale è frutto del lavoro di tesi sopracitato [14]. Al fine di svolgere il presente studio, è stata fornita la geometria in formato STEP. Importando in SolidWorks® il modello, si è tentato di eliminare alcuni lievi difetti geometrici, quali aree molto piccole, purtroppo in vano.

Si ritiene utile porre l'attenzione su alcuni dettagli geometrici, che hanno influenzato ed orientato le fasi successive dell'analisi. Osservando il cordone di saldatura che unisce l'elemento cilindrico dello sterzo al tubolare principale del telaio, sono state individuate due zone di particolare interesse. Con riferimento ai riquadri evidenziati in Figura 6.7, al fine di favorire l'esposizione nei prossimi paragrafi, si possono denominare le due zone:

- fibre superiori;
- fibre inferiori.



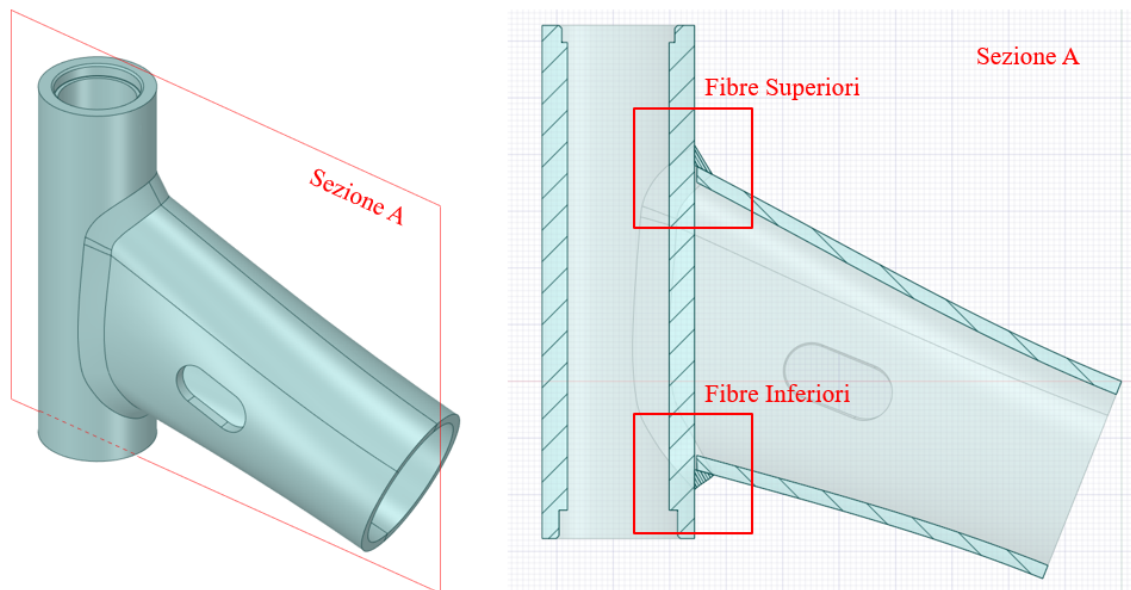


Figura 6.7: Zone d'interesse per il confronto tra la geometria reale e quella modellata.

Si propongono di seguito due confronti tra il modello CAD e la geometria reale nei pressi delle zone delle fibre superiori ed inferiori.

Si riporta in Figura 6.8, il confronto relativo alla zona delle fibre superiori. Come si può osservare, le dimensioni della radice cordone modellata risultano in buon accordo con il modello reale. L'angolo  $2\alpha$  a piede cordone mostra un'apertura significativamente maggiore nella geometria virtuale, tuttavia questa differenza si può ritenere accettabile, soprattutto notano il rigonfiamento presente sul cordone di saldatura nella geometria reale.

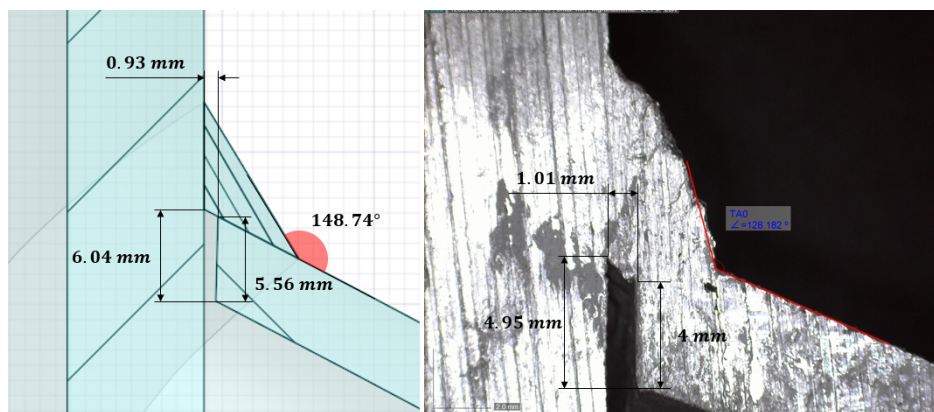


Figura 6.8: Confronto nella zona delle fibre superiori del cordone di saldatura.

In Figura 6.9, si propone il confronto relativo alla zona delle fibre inferiori, ove fin da subito si può notare una situazione pressochè opposta al caso precedente. Infatti, l'angolo di apertura  $2\alpha$  a piede cordone modellato risulta molto simile al caso reale. Diverso per quanto riguarda il dettaglio della radice, che presenta significative differenze, soprattutto per quanto riguarda la massima apertura, decisamente maggiore nel modello reale.

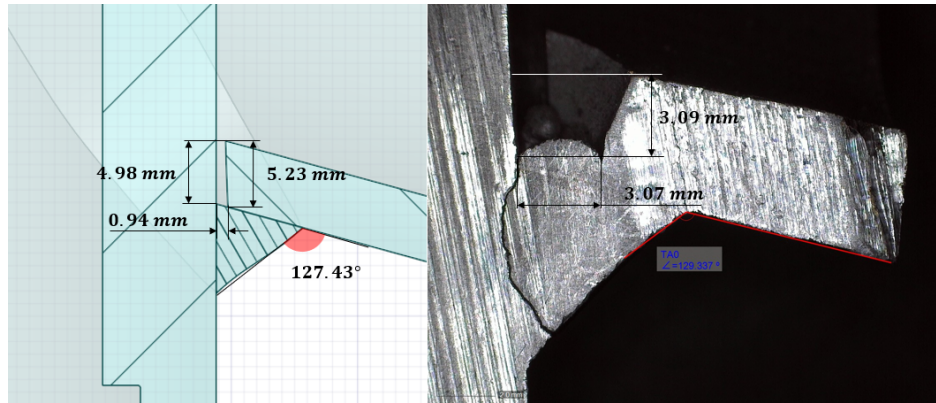


Figura 6.9: Confronto nella zona inferiore del cordone di saldatura.

## 6.4 Mesh PSM

Al fine di generare una mesh compatibile con le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, è prima di tutto necessario identificare la dimensione caratteristica  $a$  della geometria. Come minuziosamente illustrato al Capitolo 1, tale parametro geometrico dipende dalla configurazione geometrica del modello in esame. Questa analisi ha sollevato non poche difficoltà nel definire univocamente la dimensione  $a$ . In linea di principio, si sarebbe dovuto esaminare ogni singola sezione lungo il cordone di saldatura, tuttavia per evidenti motivi pratici, si è limitata la ricerca alle sole zone delle fibre superiori ed inferiori.

Con l'intento di non appesantire inutilmente l'esposizione, si ripercorre la procedura che permesso di individuare la dimensione  $a$  solamente per la zona delle fibre superiori, che in definitiva è risultata quella con le condizioni più restrittive. Si presenta una sintesi grafica di tale procedura in Figura 6.10. Considerando i due piedi cordone, evidenziati in Figura 6.10 a sinistra, si può individuare la dimensione  $a$  pari allo spessore  $t$  dell'elemento tubolare corrispondente. Riconoscere il parametro  $a$  in corrispondenza della radice cordone risulta lievemente più complesso, infatti secondo Letteratura [33] si dovrebbe scegliere il valore minimo tra  $l$  e  $z_{lit.}$ , definiti in Figura 6.10. Vista l'incertezza in gioco sulla definizione dei parametri appena citati, si è preferito attuare una scelta piuttosto conservativa, imponendo la dimensione caratteristica  $a$  pari alla sezione di gola della saldatura  $z_{gola}$ .

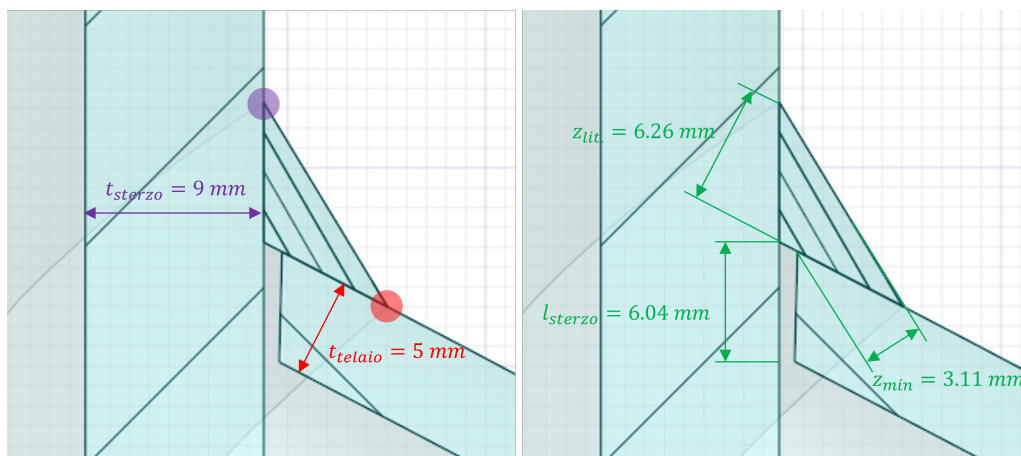


Figura 6.10: Segnati i parametri dimensionali del Peak Stress Method sulla zona superiore del piede cordone: a sinistra sono evidenziati gli spessori “t” dei piedi cordoni, mentre a destra le dimensioni “l” e “z”.

In Tabella 6.4, si propone un riassunto dei parametri dimensionali appena individuati, necessari per determinare la massima dimensione di elemento imponibile per la generazione di una mesh compatibile con le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method.

V-Notch	Angle $2\alpha$	Characteristic parameter "a"
Weld Toe Telaio	$\approx 149^\circ$	$a = t_{telaio} = 5mm$
Weld Toe Sterzo	$\approx 149^\circ$	$a = t_{sterzo} = 9mm$
Weld Root	Telaio $\approx 116^\circ$ Sterzo $\approx 63^\circ$	$a = z_{min} = 3.11mm$

Tabella 6.4: Parametri dimensionali individuati per generazione della mesh secondo le condizioni del Peak Stress Method.

Alla fine, volendo generare un'unica mesh per studiare tutti i V-notch presenti nel modello, si è fissata la dimensione caratteristica  $a$  pari a  $3.11mm$ , ovvero la sezione di gola della saldatura. Grazie alle condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per analisi con elementi tetraedrici espresse in Tabella 1.2, è stato possibile generare una mesh con una dimensione media di elemento pari ad  $1mm$ . Si presenta di seguito, in Tabella 6.5, una sintesi di procedimento che ha permesso di originare una mesh compatibile con il Peak Stress Method.

PSM Parameters	Weld toe sterzo	Weld toe telaio	Weld root
$a$	$t = 9mm$	$t = 5mm$	$\min(l = 6.04mm, z = 3.11mm)$
$(a/d)_{(modeI)}$	$\geq 1$	$\geq 1$	$\geq 3$
$(a/d)_{(modeII)}$	-	-	$\geq 1$
$(a/d)_{(modeIII)}$	$\geq 3$	$\geq 3$	$\geq 3$
$(a/d)_{min}$	$\geq 3$	$\geq 3$	$\geq 3$
$d_{max}$	$\frac{9}{3} = 3mm$	$\frac{5}{3} = 1.67mm$	$\frac{3.11}{3} = 1.036mm$
$d_{adopted}$	$1mm$		

Tabella 6.5: Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per l'analisi della condizione di carico verticale del telaio completo nella zona in prossimità del supporto collegato all'ammortizzatore.

Le mesh ottenute nel corso delle due analisi parallele, in Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise, esibiscono lievi differenze per quanto riguarda il numero di elementi totali originati. Si riporta il confronto tra questi due valori in Tabella 6.6, ove si può notare che la mesh creata in Ansys Mechanical Enterprise presenta un numero significativamente maggiore di elementi finiti.

Total number of Tetra-10-node	
Ansys Mechanical APDL	2411399
Ansys Mechanical Enterprise	3439121

Tabella 6.6: Numero totale di elementi Tetra-10-node generati negli ambienti FEM Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise.

In conclusione, si presenta la mesh ottenuta in Ansys Mechanical Enterprise nelle zone delle fibre superiori ed inferiori. Come si può notare in Figura 6.11, la mesh presenta una conformazione molto regolare senza che vi siano brusche variazioni della dimensione di elemento.



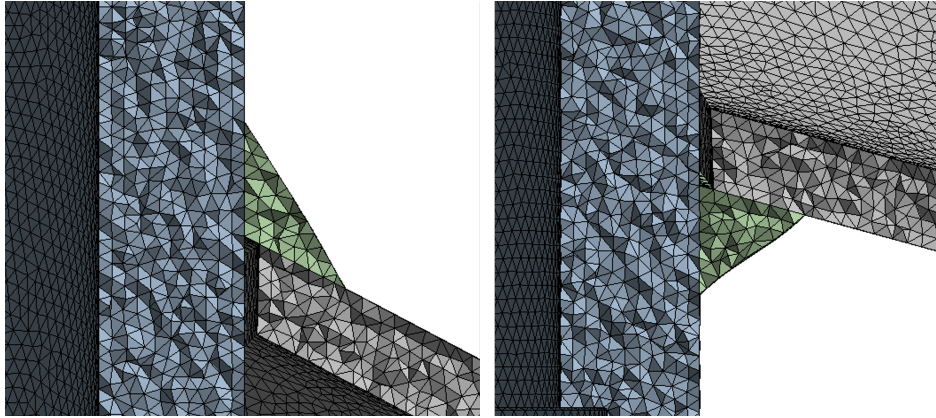


Figura 6.11: Mesh generata per analizzare il modello dello sterzo del telaio, visualizzazione delle zone delle fibre superiori e inferiori.

## 6.5 Applicazione di carichi e vincoli

Al fine di identificare il corretto schema di vincoli e carichi da applicare in ambiente FEM, conviene ripercorrere l'impostazione della prova a fatica condotta al banco prova [37]. Per esporre le successive considerazioni nel modo più chiaro possibile, si propone come riferimento la configurazione di carico sintetizzata in Figura 6.12.

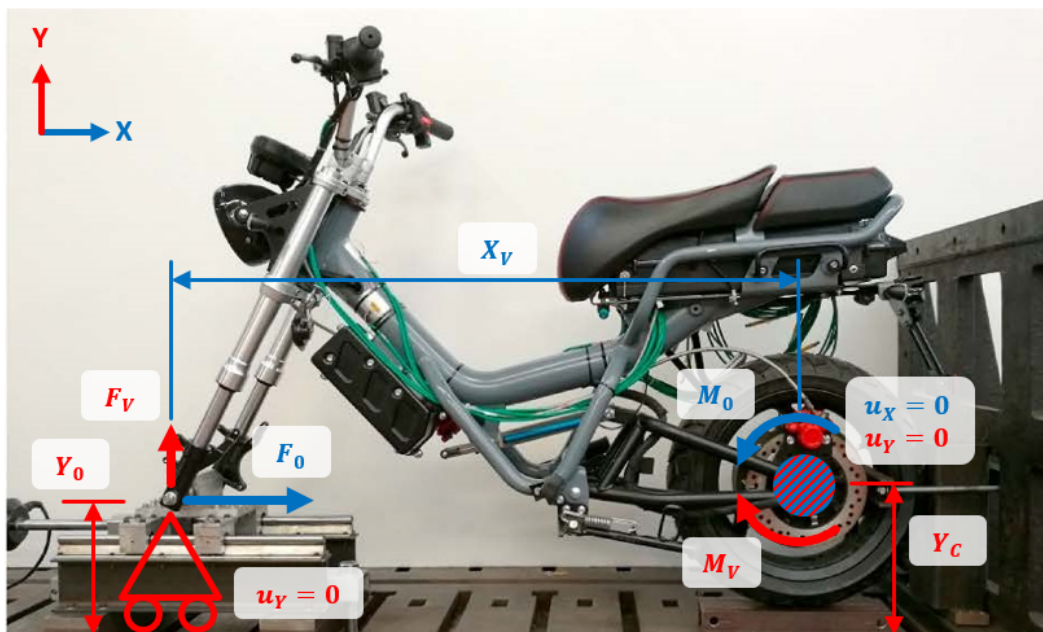


Figura 6.12: Schema di forze relativo alle prove a fatica per la condizione di carico orizzontale.

La forza  $F_0$ , imposta dal martinetto idraulico all'asse della ruota anteriore del telaio, risulta applicata ad una quota  $Y_0$  lievemente minore rispetto alla posizione della cerniera  $Y_C$ . Questa differenza non può che indurre un momento  $M_0$  antiorario sulla cerniera, che all'equilibrio, non potendo ammettere alcuna labilità del modello, dovrà essere controbilanciato da un momento  $M_V$  di pari valore, ma verso antiorario. Dato lo schema di vincolo in Figura 6.12, quest'ultimo momento non potrà essere dato che dalla reazione vincolare  $F_V$  del carrello anteriore.

Traducendo in formule quanto appena esposto, all'equilibrio si può impostare il sistema di forze e momenti di seguito riportato.

$$\begin{cases} M_0 = F_0 \cdot (Y_C - Y_0) \\ M_V = F_V \cdot X_V \\ M_0 = M_V \end{cases} \quad (6.1)$$

Risolviendo tale sistema di equazioni in funzione di  $F_0$  si può esplicitare la reazione vincolare del carrello.

$$F_V = \frac{Y_C - Y_0}{X_V} \cdot F_0 \quad (6.2)$$

Sostituendo il valore della forza  $F_0$ , posto pari a  $2500N$ , si può calcolare la reazione vincolare  $F_V = 53.4N$ .

Urge adoperare un ulteriore passaggio prima di poter applicare le forze in ambiente FEM. Come si notare in Figura 6.13, l'intero modello FEM dello sterzo risultata ruotato di un angolo di  $31^\circ$  rispetto al telaio testato nelle prove sperimentali. Grazie a questa rotazione, è possibile trovare gli effettivi valori delle forze  $F_X$  e  $F_Y$  applicate in ambiente FEM. Si tralasciano i calcoli trigonometrici che hanno permesso di ruotare il sistema di riferimento, poichè nulla aggiungerebbero a questa trattazione.

Al fine di applicare le sopracitate forze in ambiente FEM, è stato necessario simulare anche la forcella anteriore, che connette lo sterzo alla guida orizzontale. Come si può vedere ancora in Figura 6.13, tale forcella è stata riprodotta in Ansys Mechanical Enterprise con un elemento finito di tipo "beam" di lunghezza pari a  $550mm$  e diametro  $20mm$ . Tale elemento ha il compito di trasmettere tutto il carico dato dalle forze  $F_X$  e  $F_Y$ , deformandosi il meno possibile, dunque è stato generato con un materiale fittizio con modulo elastico estremamente elevato, pari a  $10^5 GPa$ . L'estremità dell'elemento "beam" è stata connessa al modello FEM grazie ad un "remote point", creato a partire dall'area di appoggio del cuscinetto che permette la connessione tra telaio e forcella anteriore. Dalla Figura 6.13, si può vedere chiaramente che la forcella anteriore si collega allo telaio non solo sulla parte inferiore dello sterzo, ma anche su quella superiore. Anche se non direttamente visibile, poichè coperto dallo stesso sterzo, in ambiente FEM si è riprodotta anche questa connessione con un secondo elemento "beam", in maniera del tutto analoga al caso precedente.

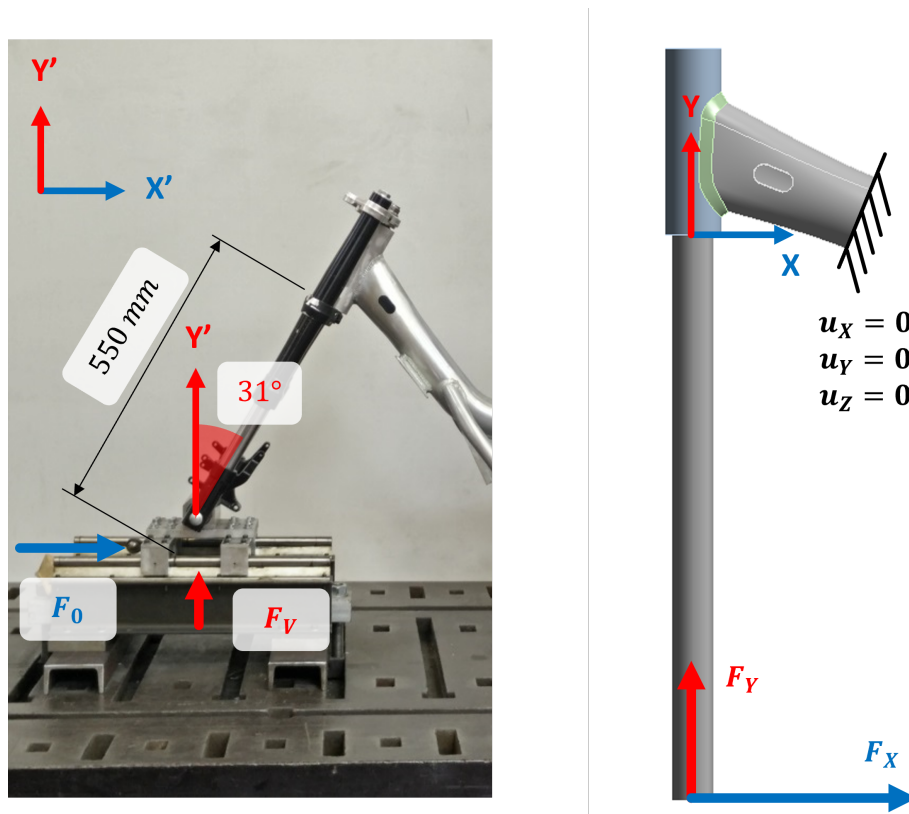


Figura 6.13: Sistemi di riferimento del banco prova a sinistra e del modello FEM a destra.

Per sopprimere ogni labilità del modello agli elementi finiti, è stato necessario introdurre un ulteriore vincolo. Come si può notare in Figura 6.13 a destra, si è imposto un vincolo di incastro alla superficie troncata del telaio. Tale vincolo introduce sicuramente delle sollecitazioni più gravose rispetto alla condizione di carico orizzontale testata al banco prova, tuttavia, in mancanza di una soluzione migliore, si è preferito seguire questa strada, trascurando le deformazioni della parte posteriore del telaio, rendendo così ancora più cautelativi i risultati dell'analisi FEM.

Prima di procedere all'estrapolazione dei risultati, si è preferito attuare un confronto a conferma della bontà dell'analisi condotta, in modo da poter verificare che le condizioni vincolo e carico applicate in ambiente FEM siano rappresentative del caso reale. Durante il lavoro di tesi [14], sono state acquisite diverse misurazioni di deformazione nei pressi della parte anteriore del telaio con degli estensimetri. Sono stati utilizzate quattro griglie estensimetriche incollate al tubolare principale del telaio in prossimità del cordone di saldatura nella zona delle fibre superiori ed inferiori.

In base alla vicinanza al cordone di saldatura, i quattro estensimetri sono stati nominati:

- Estensimetri Locali, ovvero gli estensimetri incollati vicino alla saldatura;
- Estensimetri Nominali, ovvero gli estensimetri posti distanti dalla saldatura.

Per chiarire in maniera inequivocabile la nomenclatura utilizzata, si presentano, in Figura 6.14 [14], le posizioni dei quattro estensimetri: a sinistra quelli relativi alla zona delle fibre inferiori, mentre a destra quelli incollati nei pressi della zona delle fibre superiori.

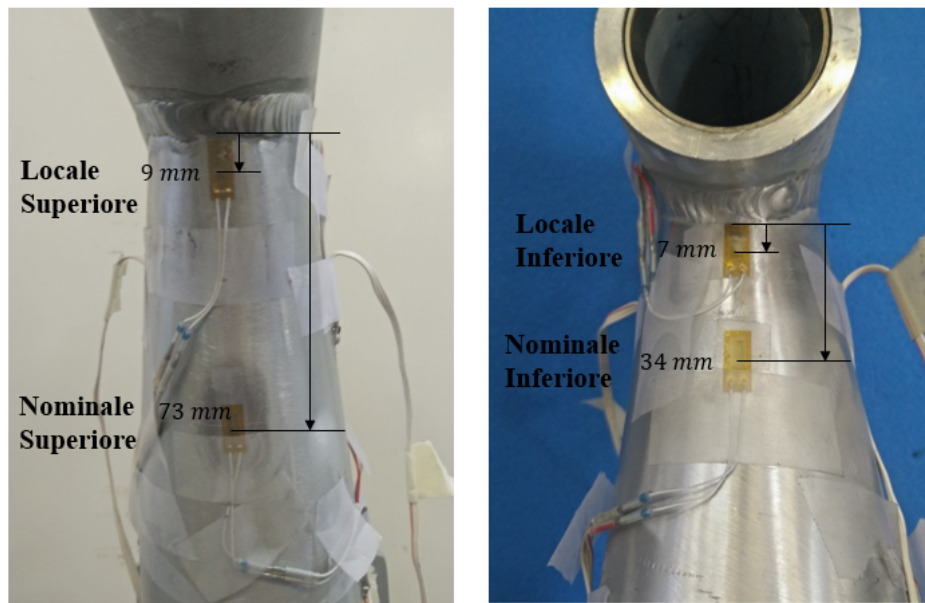


Figura 6.14: Posizioni degli estensimetri utilizzati per le misurazioni: a sinistra i due estensimetri nella parte inferiore, mentre a destra i due nella parte superiore [14].

In conclusione, si riporta in Tabella 6.7 il confronto tra le misurazioni di deformazione ottenute con gli estensimetri [14] e quelle calcolate in Ansys Mechanical Enterprise. Per gli estensimetri locali, le deformazioni estratte dall'analisi FEM si dimostrano in ottimo accordo con il dato sperimentale, presentando scostamenti sempre inferiori al 10%. Tutt'altro per quanto riguarda gli estensimetri nominali, che riportano ampie deviazioni, perfino superiori al 25%. Tale discrepanza si può spiegare ripensando al vincolo di incastro applicato in Ansys Mechanical Enterprise, che probabilmente introduce effetti locali non trascurabili, considerata anche la posizione di questa tipologia di estensimetri. Si è deciso comunque di proseguire l'analisi, accettando queste differenze in virtù del fatto che il Peak Stress Method è un approccio locale, quindi non dovrebbe risentire delle differenze riscontrate nelle misure degli estensimetri nominali.

	Position [mm]	Elastic Strain [ $\mu\varepsilon$ ]		Error
		Experimental	FEM	
Locale Superiore	9	767.3	736.6	-4%
Nominale Superiore	73	685.8	776.9	13.3%
Locale Inferiore	7	-1055.6	-1135.2	7.5%
Nominale Inferiore	34	-738.2	-935.2	26.7%

Tabella 6.7: Confronto tra le misurazioni sperimentali [14] degli estensimetri e la simulazione FEM.

## 6.6 Estrapolazione dei risultati

Data la complessità geometrica in gioco, la procedura che ha permesso di estrapolare i risultati si è dimostrata piuttosto complessa e macchinosa. All'interno di Ansys Mechanical Enterprise, grazie all'utilizzo dell'App ACT PSM, si sono condotte due analisi, che differiscono sostanzialmente nell'utilizzo della calibrazione avanzata per il calcolo dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = 1, 2, 3$ . Come di consueto, estrarre le tensioni di picco da Ansys Mechanical APDL si è rivelato un processo molto più lungo e laborioso, soprattutto data la geometria estremamente irregolare. Successivamente, i valori delle tensioni di picco ottenute sono state rielaborate in Microsoft Excel® per giungere al risultato.

### 6.6.1 Ansys Mechanical APDL

Al fine di estrarre i valori delle tensioni di picco, si sono compilati dei codici APDL, reperibili in versione integrale in Appendice E, in grado di svolgere tutte le operazioni necessarie per estrarre i valori ricercati. Riassumendo brevemente il suo funzionamento, il codice APDL, una volta avviato, si occupa di:

- contare tutti i nodi presenti sulle linee interessate;
- stimare l'angolo di apertura  $2\alpha$  del V-notch, variabile da nodo a nodo;
- posizionare ed orientare correttamente il sistema di riferimento locale sul nodo  $i$ -esimo, come spiegato al Capitolo 1;
- estrarre infine i valori delle tensioni di picco cercate.

Per una trattazione più completa ed esaustiva del funzionamento di tale codice, si rimanda all'Appendice F.

Ottenuti i valori della tensione di picco, si sono potuti rielaborare all'interno di Microsoft Excel® per ottenere la tensione equivalente di picco. Tale passaggio risulta tutt'altro che banale, poichè sono state implementate delle formule piuttosto complesse per calcolare i coefficienti  $e_i$  e  $\lambda_i$ . Procedendo con ordine, il primo passaggio svolto in Microsoft Excel® è stato calcolare la media mobile su tre nodi adiacenti grazie all'equazione (1.13). A differenza dei capitoli precedenti, in questo caso non è stato necessario escludere alcun nodo dal calcolo sopraccitato, poichè i V-notch esaminati erano composti da linee chiuse.

I valori dei coefficienti  $e_i$  con  $i = 1, 2, 3$  sono stati calcolati grazie alle superfici di interpolazione riportate in Figura 6.15 [34]. In Appendice F, si possono ritrovare le esatte formule implementate per il calcolo in Microsoft Excel®.

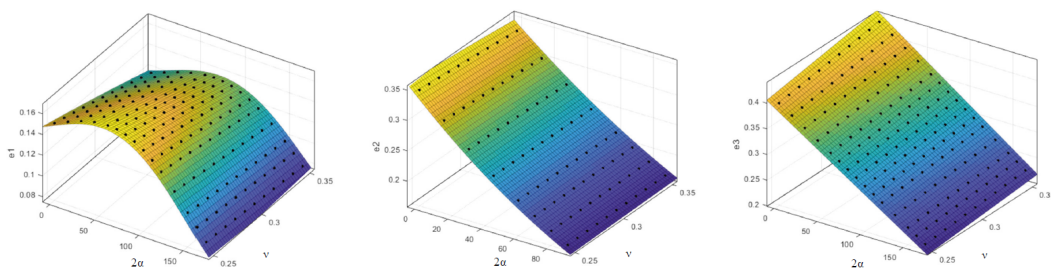


Figura 6.15: Superfici di interpolazione, in funzione dell'angolo di apertura  $2\alpha$  del V-notch e dei coefficienti di Poisson del materiale  $\nu$ , utilizzate per il calcolo dei coefficienti  $e_i$  con  $i = 1, 2, 3$  [34].

Per valutare i coefficienti  $\lambda_i$  con  $i = 1, 2, 3$  in funzione dell'angolo di apertura  $2\alpha$  del V-notch sono state utilizzate le curve interpolanti riportate in Figura 6.16 [34]. Le formule implementate per il calcolo sono disponibili in Appendice F.



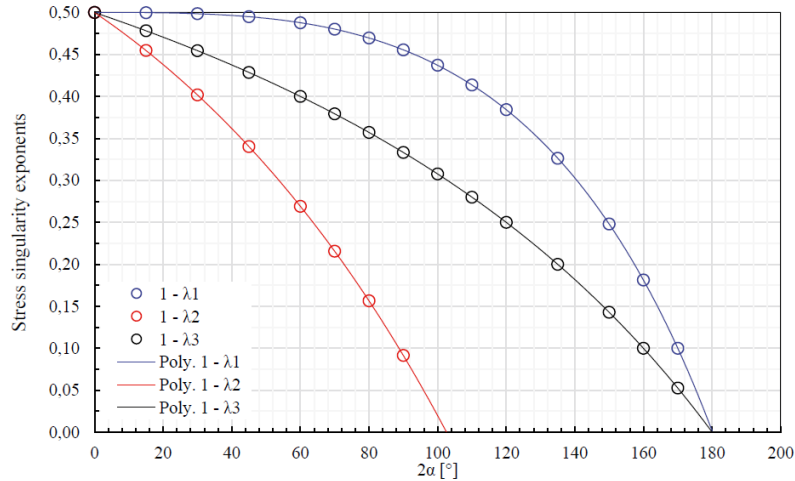


Figura 6.16: Curve interpolanti, in funzione dell'angolo di apertura  $2\alpha$  del V-notch, utilizzate per il calcolo dei coefficienti  $\lambda_i$  con  $i = 1, 2, 3$ .

Merita un approfondimento maggiore anche la definizione del campo di validità dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  in base all'angolo di apertura  $2\alpha$  dell'intaglio. Come accennato in precedenza, questa geometria presenta aperture angolari  $2\alpha$  che variano da nodo a nodo per tutte le linee dei V-notch considerati. In Tabella 1.2, sono riportati i valori dei  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  solamente per angoli di apertura  $2\alpha$  standard. Al fine di poter analizzare tutti i nodi presenti sulle linee di piede e radice cordone, si è preferito estendere il campo di validità dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$ , sapendo di star forzando l'applicazione del Peak Stress Method oltre i limiti riportati in Letteratura [33]. Si propone in Tabella 6.8 una sintesi dei valori utilizzati per i coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  in funzione dell'angolo d'apertura  $2\alpha$  del V-notch.

$K_{FE}^*$	$1.05 \pm 15\%$ for $0^\circ \leq 2\alpha \leq 127.5^\circ$	$1.21 \pm 10\%$ for $127.5^\circ < 2\alpha \leq 150^\circ$	0 for $2\alpha > 150^\circ$
$K_{FE}^{**}$	$1.63 \pm 20\%$ for $0^\circ \leq 2\alpha \leq 5^\circ$	0 for $5^\circ < 2\alpha < 85^\circ$	$2.65 \pm 15\%$ for $85^\circ < 2\alpha < 95^\circ$ 0 for $2\alpha > 95^\circ$
$K_{FE}^{***}$	$1.37 \pm 15\%$ for $0^\circ \leq 2\alpha \leq 105^\circ$	$1.7 \pm 10\%$ for $105^\circ < 2\alpha \leq 150^\circ$	0 for $2\alpha > 150^\circ$

Tabella 6.8: Valori dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  in funzione dell'angolo d'apertura  $2\alpha$  del V-notch.

## 6.6.2 App ACT PSM

Data la variabilità degli angoli di apertura dei V-notch esaminati, visto che l'App ACT PSM lo permette, si è preferito seguire due approcci per l'estrapolazione della tensione equivalente di picco: attivando o meno la spunta "Advance Calibration Mode" presente in Figura B.31. Tale opzione permette all'App ACT PSM di utilizzare la calibrazione avanzata per calcolare il valore dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  in funzione dell'angolo di apertura  $2\alpha$  del V-notch, grazie a delle curve interpolanti. L'estrapolazione dei risultati con la spunta "Advance Calibration Mode" disattivata è da ritenersi confrontabile con l'approccio seguito in Ansys Mechanical APDL. Infine, per entrambi gli approcci affrontati con l'App ACT PSM, sono stati impostati i parametri dimensionali riportati in Tabella 6.9, selezionando le linee di piede e radice cordone di saldatura.

Charateristic Parameter "a"	3.11 mm
Element Size "d"	1 mm
Minimum Thickness " $T_{min}$ "	3.11 mm

Tabella 6.9: Parametri dimensionali impostati per l'analisi automatica con la App ACT PSM per l'analisi dello sterzo.

## 6.7 Presentazione dei risultati

Finalmente è possibile presentare i risultati ottenuti dall'analisi della condizione di carico orizzontale in prossimità della parte anteriore del telaio. Prima di esporre i grafici relativi agli andamenti della tensione equivalente di picco, si ritiene utile specificare la nomenclatura utilizzata nella presentazione dei risultati. Nelle legende dei grafici nelle Figure 6.19, 6.20, 6.21 e 6.22 si utilizzano i termini:

- “SEQ” per indicare la tensione equivalente di picco;
- “APDL” per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical APDL;
- “PSM APP NO ADV mode” per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical Enterprise ed estrapolati grazie all'App ACT PSM con l'opzione “Advance Calibration Mode” disattivata;
- “PSM APP YES ADV mode” per indicare i risultati relativi alle analisi svolte con Ansys Mechanical Enterprise ed estrapolati grazie all'App ACT PSM con l'opzione “Advance Calibration Mode” attivata.

Negli stessi grafici, solo al fine di confronto, vengono riportati anche gli andamenti degli angoli di apertura  $2\alpha$  stimati: sia dall'App ACT PSM (“V-notch Angle PSM APP”), che grazie ai codici APDL riportati in Appendice E (“V-notch Angle APDL”).

A titolo dei grafici nelle Figure 6.19, 6.20, 6.21 e 6.22 si indica la linea del V-notch analizzato, corrispondente alle definizioni riportate in Figura 6.17.

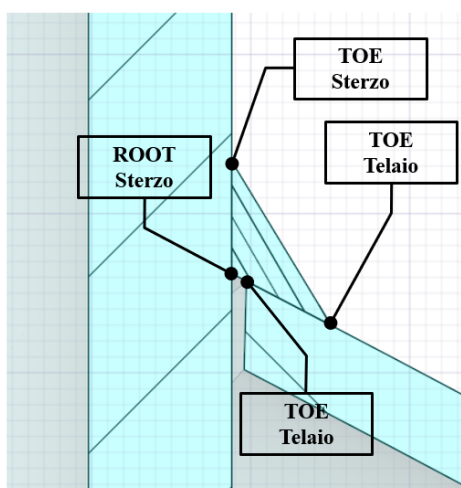


Figura 6.17: Specifica della nomenclatura utilizzata per identificare le linee dei V-notch analizzati.

Prima di presentare i risultati, si esplicita in Figura 6.18 come è stata definita la “Coordinata Angolare  $\varphi$ ” presente in ascissa ai grafici dei risultati. Nella stessa Figura 6.18, si evidenziano anche i punti di rottura sperimentale rilevati durante le prove sperimentali.

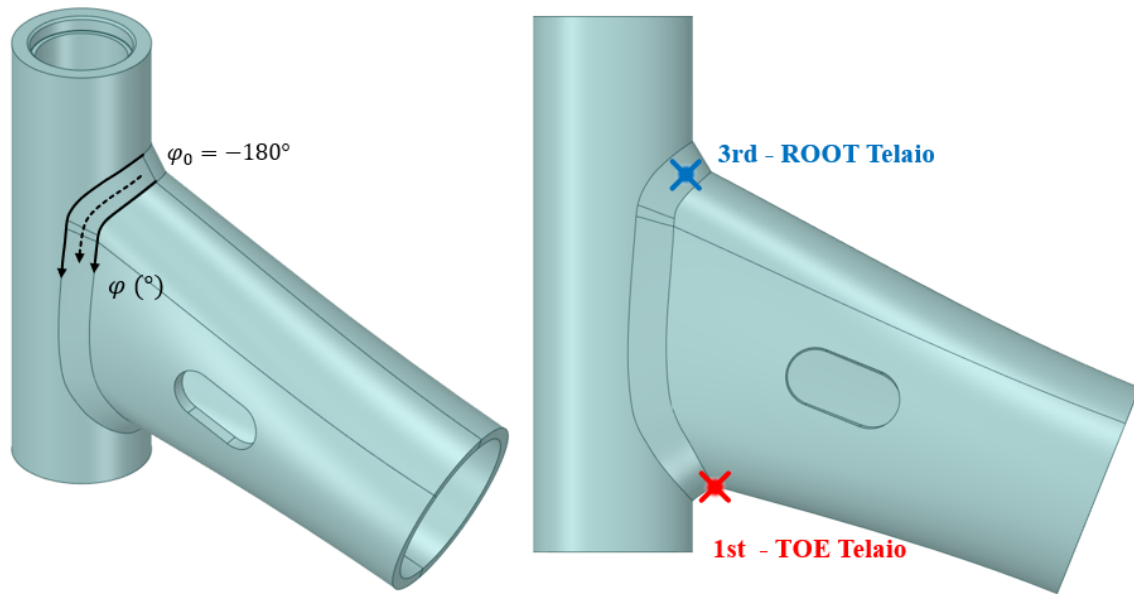


Figura 6.18: Definizione della “Coordinata Angolare  $\varphi$ ” presente in ascissa ai grafici dei risultati relativi allo sterzo e posizione che individuano le rotture sperimentali.

Nelle pagine seguenti, si presentano gli andamenti della tensione equivalente di picco lungo le linee dei V-notch: a radice cordone lato sterzo e telaio, a piede cordone lato sterzo e telaio rispettivamente nelle Figure 6.19, 6.20, 6.21 e 6.22. Si ricorda che tali grafici sono stati ottenuti per una forza orizzontale applicata di valore  $F_0 = 2500N$ . Come era lecito aspettarsi, vi è un ottimo accordo tra gli andamenti ottenuti dall’analisi in Ansys Mechanical APDL e i risultati estratti grazie all’App ACT PSM con opzione “Advance Calibration Mode” disattivata. L’effetto della calibrazione avanzata, nell’analisi con l’App ACT PSM, sembra quello di riportare a valori più elevati la tensione equivalente di picco laddove l’angolo di apertura  $2\alpha$  diminuisce.

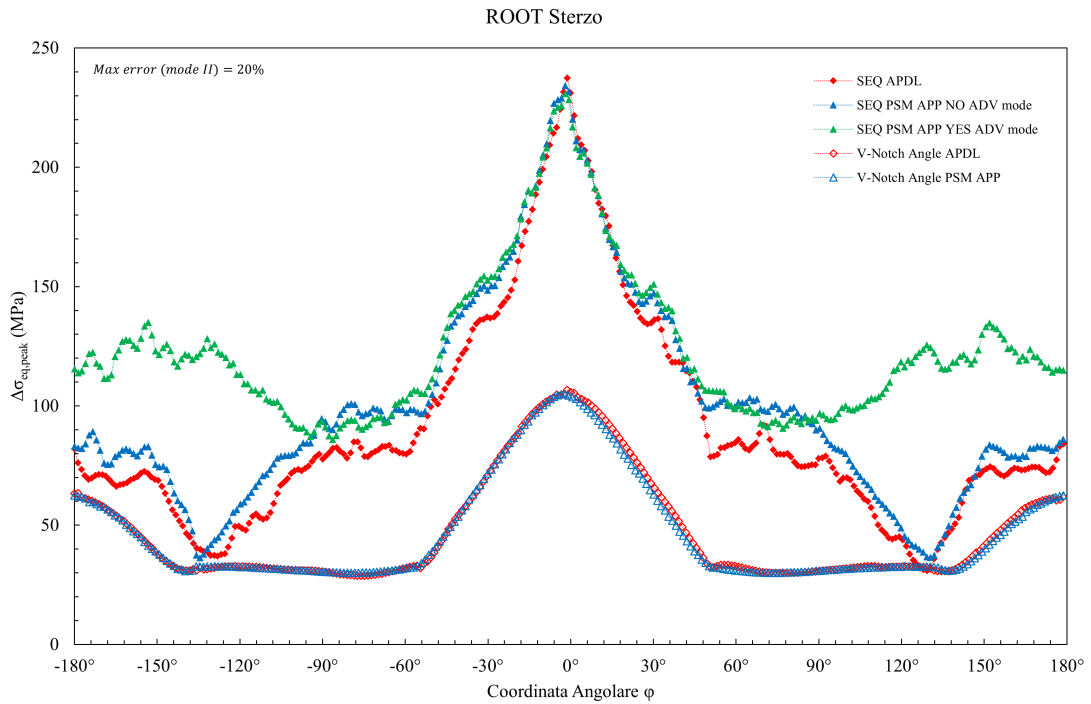


Figura 6.19: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi dello sterzo.

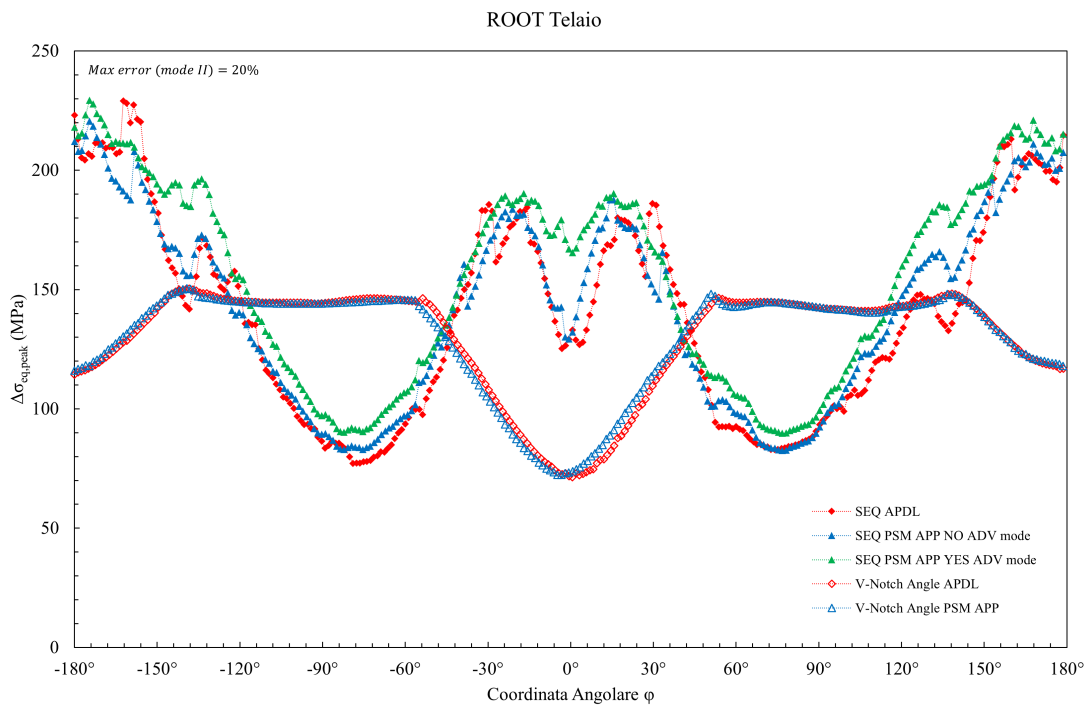


Figura 6.20: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato telaio ottenuto per l'analisi dello sterzo.



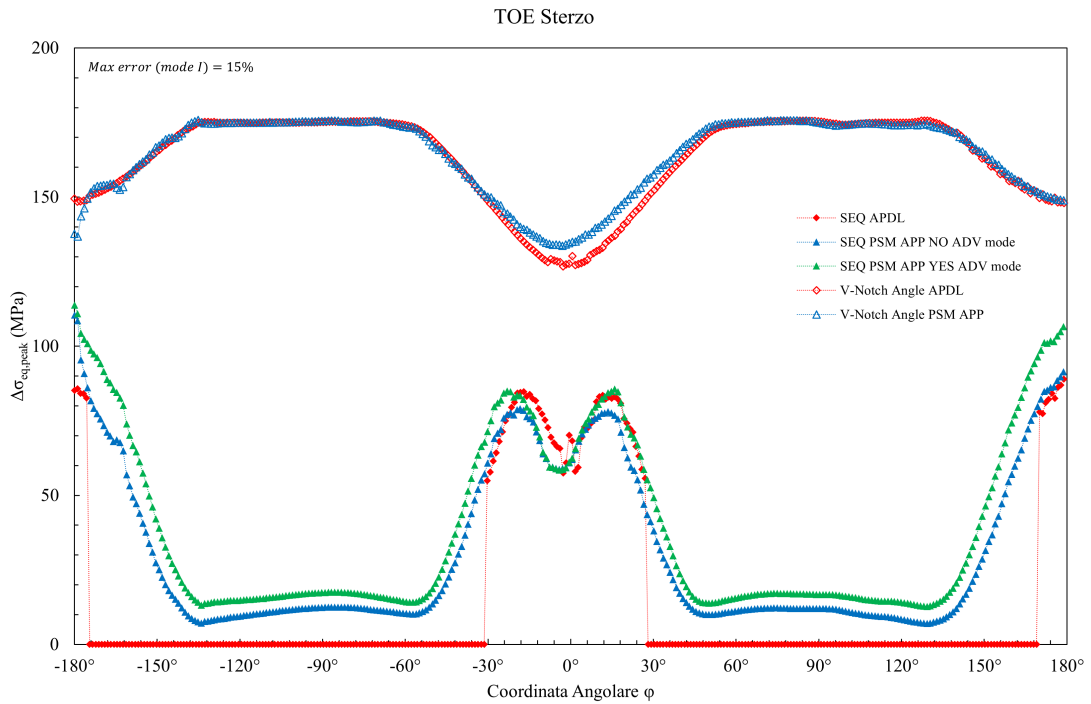


Figura 6.21: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della piede cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi dello sterzo.

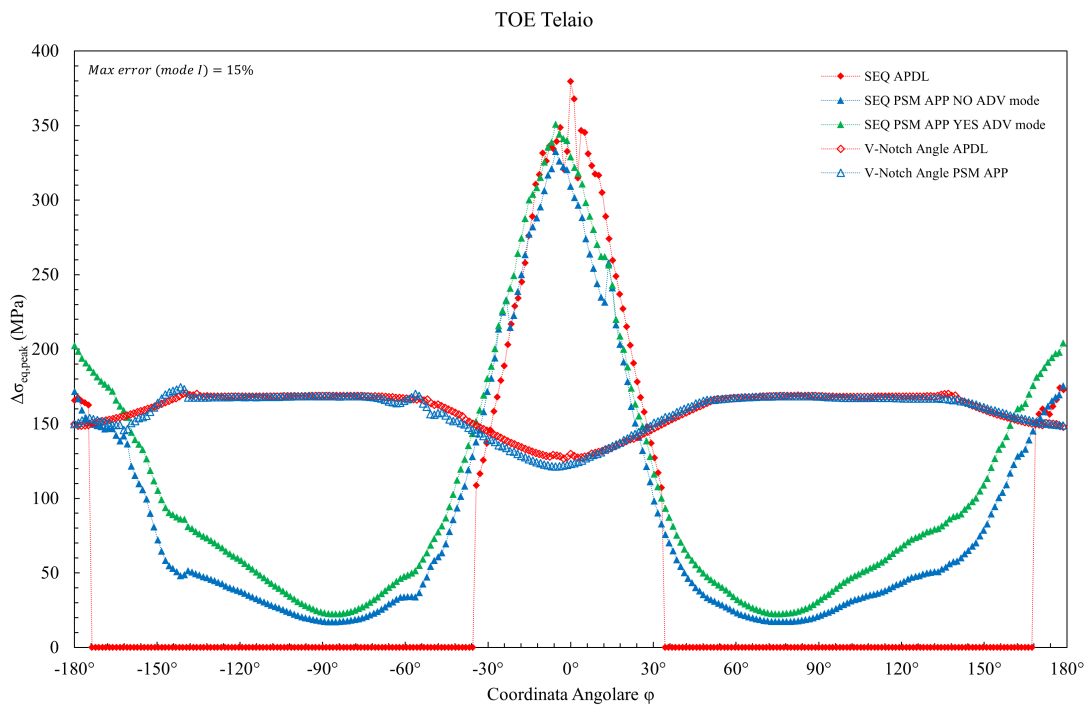


Figura 6.22: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della piede cordone lato telaio ottenuto per l'analisi dello sterzo.

Come si può notare nelle Figure 6.21 e 6.22, l'andamento ai piedi cordone, ricavato dall'analisi svolta in Ansys Mechanical APDL, superate determinate aperture angolari  $2\alpha$  scende bruscamente a  $0MPa$ . Questa anomalia si spiega pensando a come sono stati definiti i coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **$ , riportati in Tabella 6.8, che si annullano per  $2\alpha > 150^\circ$ , azzerando di conseguenza anche la tensione equivalente di picco per tali valori dell'angolo di apertura del V-notch.

Componendo gli andamenti della tensione equivalente di picco di tutte le linee analizzate in un unico grafico riassuntivo, si può ottenere un diagramma del tipo presentato in Figura 6.23, ottenuto per l'analisi condotta in Ansys Mechanical APDL. Su tale grafico è possibile individuare alcuni punti che sperimentano i maggiori valori della tensione equivalente di picco. Un procedimento del tutto analogo è stato attuato per determinare altri due set di tre punti per le analisi svolte con l'App ACT PSM.

Si è voluto riportare il grafico ottenuto per analisi condotta in Ansys Mechanical APDL, poichè presentava uno strano andamento in corrispondenza del punto maggiormente sollecitato, nominato "1st (wrong)" in Figura 6.23. Questo andamento così altalenante è dovuto alla conformazione della mesh nella zona in questione, che risulta particolarmente distorta passando da una dimensione di elemento pari  $1mm$  dell'intero modello a circa  $0.15mm$  nei pressi della punta incrinata. Questa variazione ha sicuramente influito sul valore della tensione equivalente di picco, provocando un andamento del tutto inattendibile nei pressi della zona. Per le motivazioni appena esposte si è escluso dall'analisi il punto "1st (wrong)", sostituendolo con "1st" in Figura 6.23.

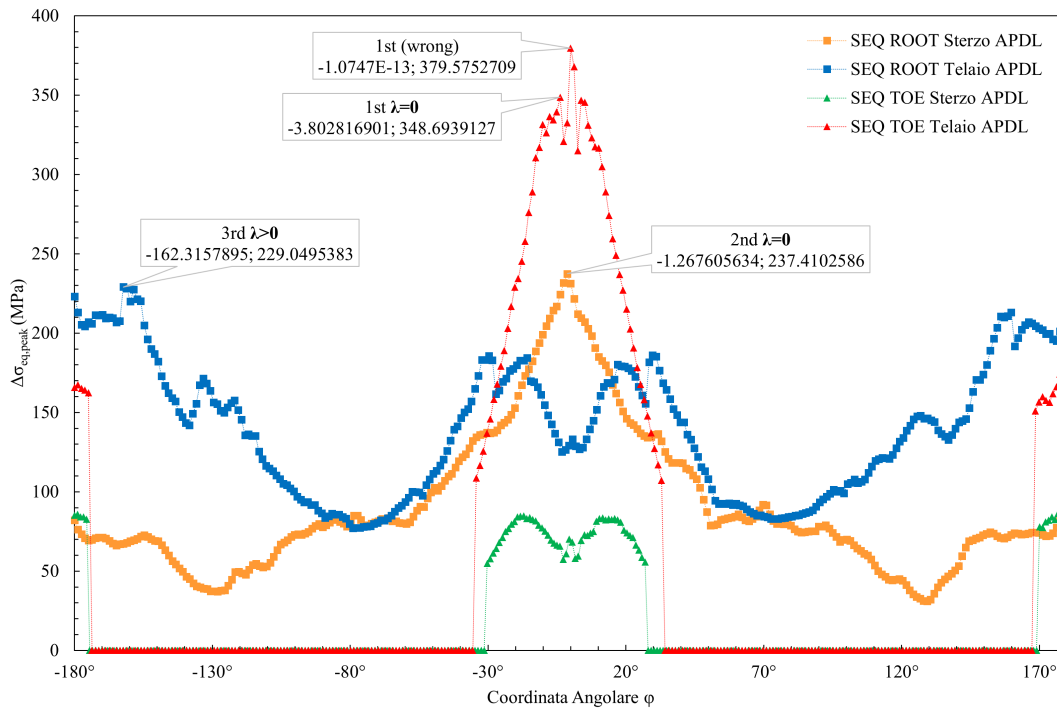


Figura 6.23: Punti critici individuati con riferimento agli andamenti della tensione equivalente di picco dell'analisi in Ansys Mechanical APDL.

Riprendendo i dati relativi alle rotture sperimentali esposti ad inizio capitolo in Tabella 6.3, si può verificare che le zone effettivamente interessate dalla comparsa di cricche sono quelle nominate "1st" e "3rd" in Figura 6.23. Solo i due punti appena citati sono stati inseriti nelle bande a progettazione del Peak Stress Method riportate nelle Figure 6.24 e 6.25, dopo aver aggiornato i risultati ai valori di forza effettivamente applicati durante le prove sperimentali, riportati in Tabella 6.3.

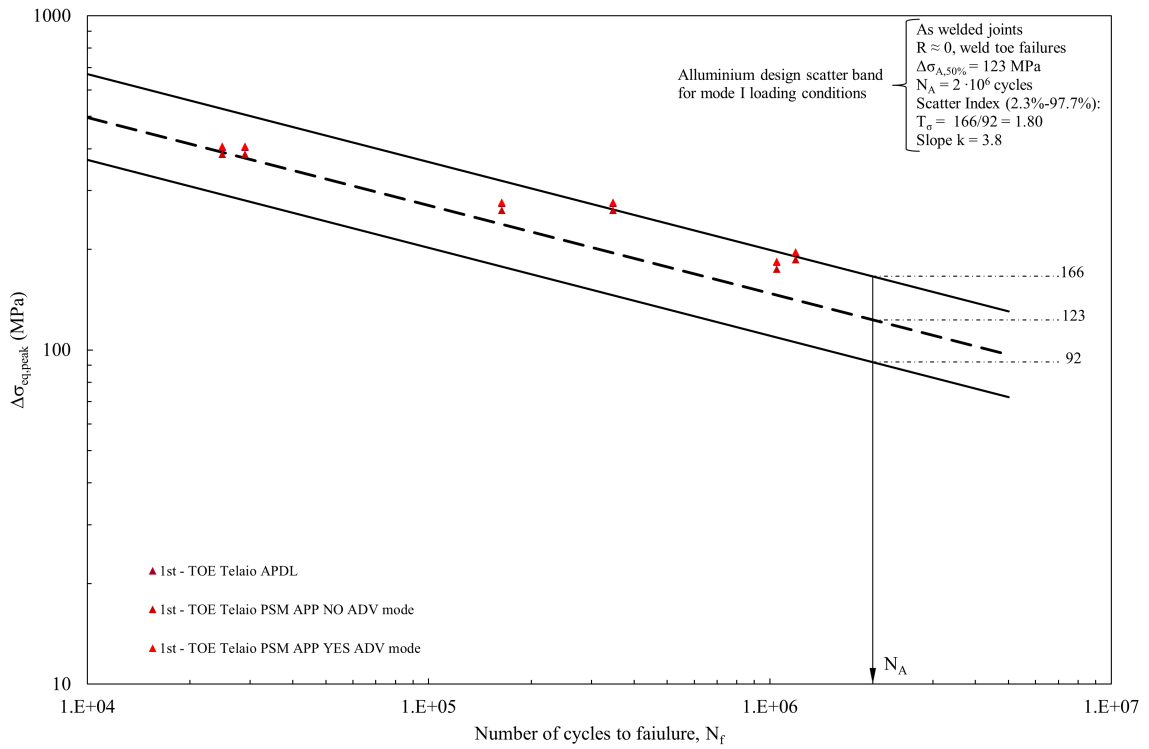


Figura 6.24: Banda del Peak Stress Method per l'alluminio per prevalenza di modo I con inseriti i risultati relativi all'analisi dello sterzo.

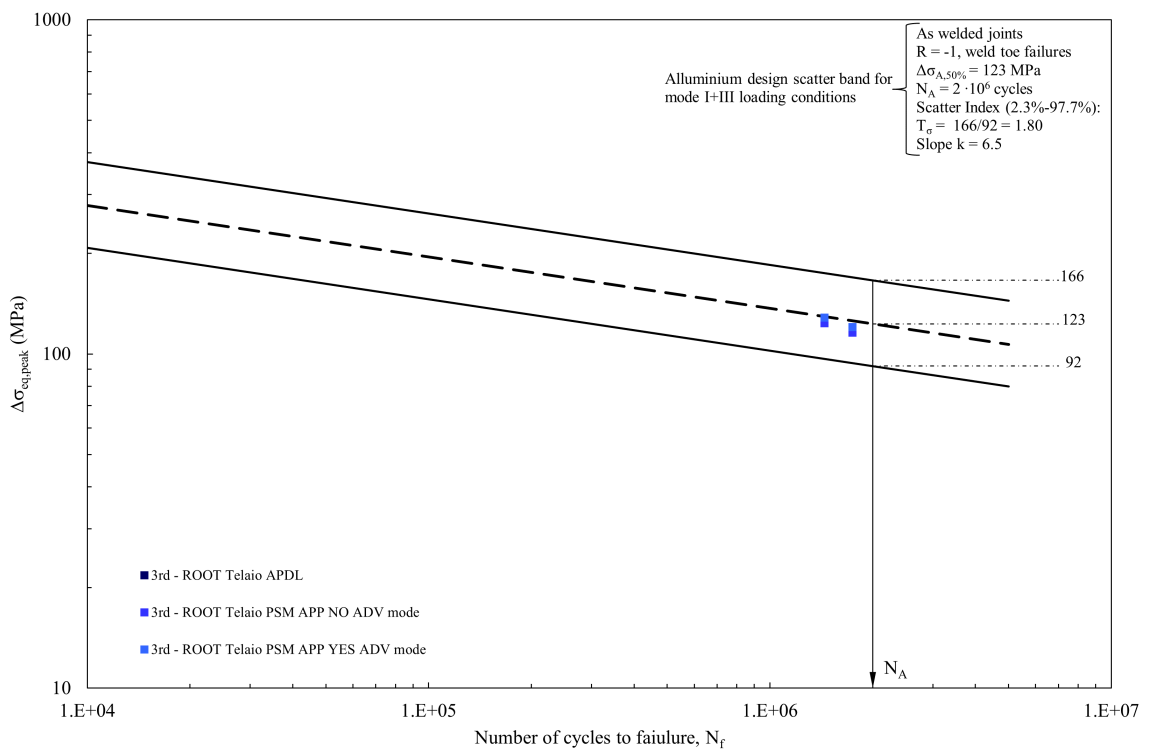


Figura 6.25: Banda del Peak Stress Method per l'alluminio per prevalenza di modo III con inseriti i risultati relativi all'analisi dello sterzo.

## 6.8 Approfondimento radice semplificata

Oltre alla geometria presentata, durante il suo lavoro di tesi [14] il collega ha modellato un secondo giunto con il dettaglio della radice semplificata. La radice cordone, in questo secondo caso, non presenta uno slot aperto del tipo presentato in Figura 6.17, bensì una configurazione a facce parallele perfettamente chiusa con un angolo di apertura  $2\alpha = 0^\circ$ . Di conseguenza, non sono più individuabili due V-notch da analizzare a radice cordone (“ROOT Sterzo” e “ROOT Telaio”), ma solamente una denominata “ROOT  $0^\circ$ ” nei grafici riportati di seguito. Nelle Figure 6.26 e 6.27, si riportano i grafici di confronto relativi all’andamento della tensione di picco equivalente. Come si può notare nei diagrammi, in entrambi i casi l’andamento ricavato per il modello semplificato risulta lievemente in vantaggio di sicurezza su quasi tutto il dominio. In conclusione, si ritiene molto interessante che il Peak Stress Method riesca a dare risultati soddisfacenti, nonostante l’applicazione ad una geometria semplificata.

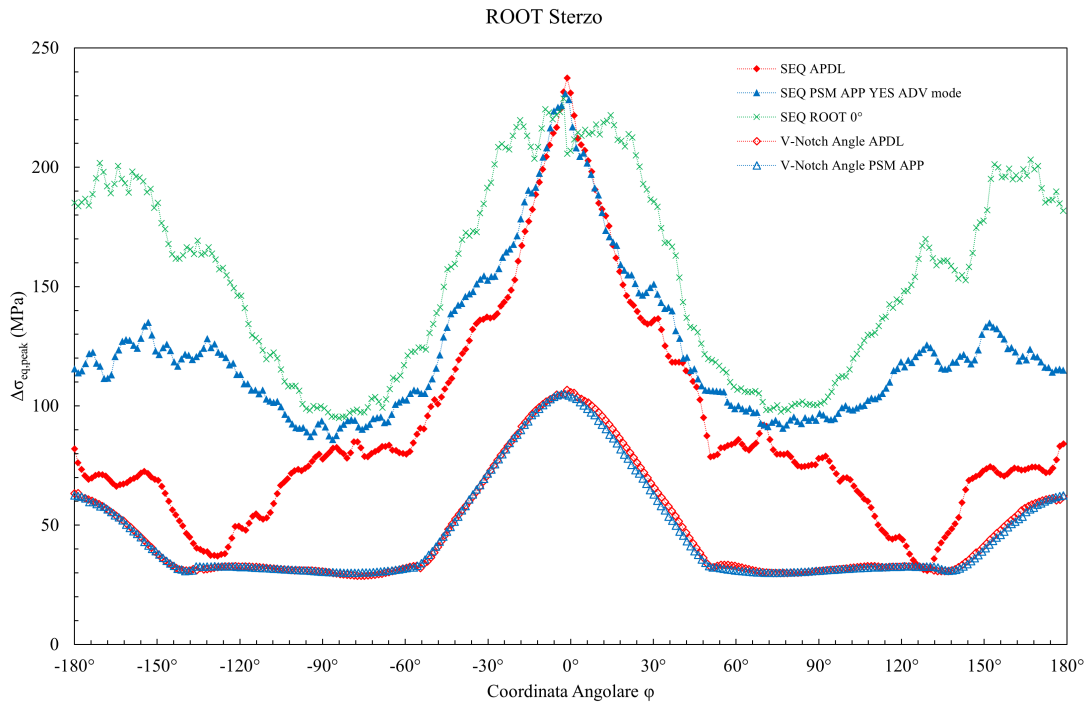


Figura 6.26: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone semplificata lato sterzo ottenuto per l'analisi dello sterzo.

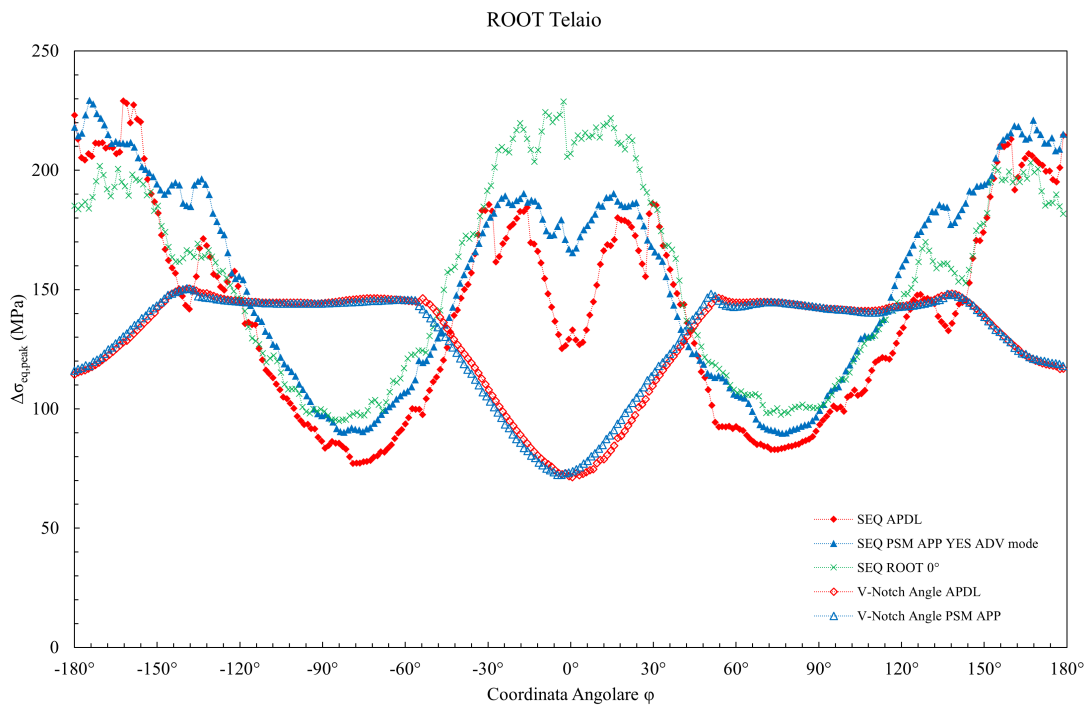


Figura 6.27: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone semplificata lato telaio ottenuto per l'analisi dello sterzo.



## CAPITOLO 7: Analisi del telaio di uno scooter elettrico [37]

Nel corso del presente capitolo, si presentano le analisi svolte sul telaio dello scooter elettrico Ciclone relative alla condizione di carico orizzontale esposta al Capitolo 6. Data l'eccezionale complessità geometrica in gioco, si è preferito svolgere l'analisi solamente all'interno di Ansys Mechanical Enterprise, estrapolando i risultati grazie all'uso dell'App ACT PSM. Si può osservare in Figura 7.1 il modello SolidWorks® del telaio analizzato con modellati i cordoni di saldatura in corrispondenza:

- della zona anteriore dello sterzo;
- della zona del supporto collegato all'ammortizzatore;
- della zona posteriore di collegamento dei tubi laterali con il tubolare principale del telaio.

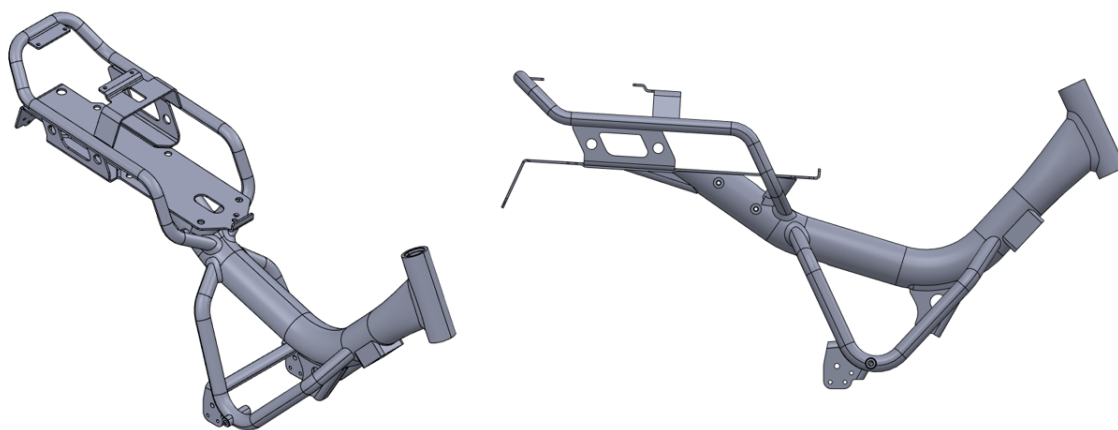


Figura 7.1: Modello SolidWorks® del telaio dello scooter Ciclone analizzato.

Inizialmente, l'obiettivo dell'analisi era di studiare tutte le zone interessate da rottura sperimentale riportate nell'articolo di riferimento [37], purtroppo tale intento si è dimostrato troppo ambizioso, sia per il tempo a disposizione, che per l'intrinseca complessità dell'indagine. Per questo motivo sono stati modellati alcuni cordoni di saldatura che non verranno esaminati in questo capitolo, tuttavia il modello potrà essere utilizzato per sviluppi futuri.

### 7.1 Modellazione geometrica

Al fine di svolgere l'analisi FEM del telaio appena presentato, è stato reso disponibile il modello CAD completo dello scooter Ciclone, visibile in Figura 7.2. Come si può notare, sul modello sono assenti i cordoni di saldatura, fondamentali per poter stimare la tensione equivalente di picco applicando il Peak Stress Method.



Figura 7.2: Modello SolidWorks® dello scooter Ciclone completo.

Considerato il gran numero di elementi superflui ai fini dell'analisi FEM, la cui presenza avrebbe solamente aumentato a dismisura il tempo di calcolo da parte di Ansys Mechanical Enterprise, si è deciso di svolgere anzitutto alcune operazioni di "pulizia" del modello. Dal modello presentato in Figura 7.2, sono stati eliminati tutti gli elementi non essenziali per l'analisi, quali ad esempio: il manubrio, le ruote, la sella, il comparto batterie e molti altri. Concluso il lavoro di "pulizia" del modello, si è ottenuto un modello SolidWorks® del solo telaio molto simile a quello presentato in Figura 7.1, chiaramente sprovvisto di cordoni di saldatura.

Come accennato poco sopra, per analizzare la resistenza a fatica del modello con il Peak Stress Method, è stato necessario modellare i cordoni di saldatura all'interno di SolidWorks®. Vista la grande complessità geometrica, si è preferito modellare solamente le saldature interessate da rottura sperimentale indicate al Capitolo 6. Di seguito, si propongono i risultati della modellazione con visibili gli sketch utilizzati per creare i loft in SolidWorks®:

- cordone di saldatura nella parte anteriore del telaio in prossimità dello sterzo, riportato in Figura 7.3;
- cordone di saldatura nella parte inferiore del telaio in prossimità del supporto collegato all'ammortizzatore, riportato in Figura 7.4;
- cordoni di saldatura nella parte posteriore del telaio in prossimità dei tubolari laterali connessi al tubolare principale, riportati in Figura 7.5.

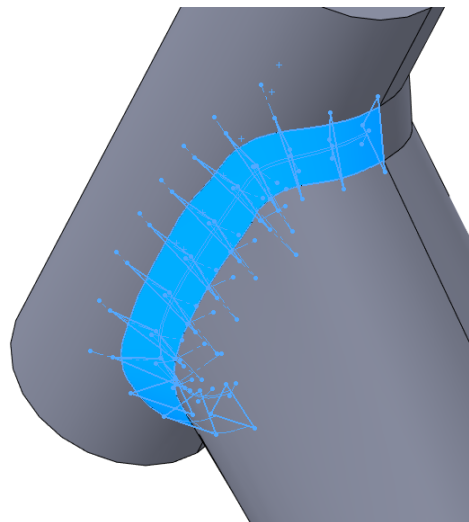


Figura 7.3: Cordone di saldatura nella parte anteriore del telaio in prossimità dello sterzo modellato in SolidWorks®, visibili gli sketch alla base del loft.



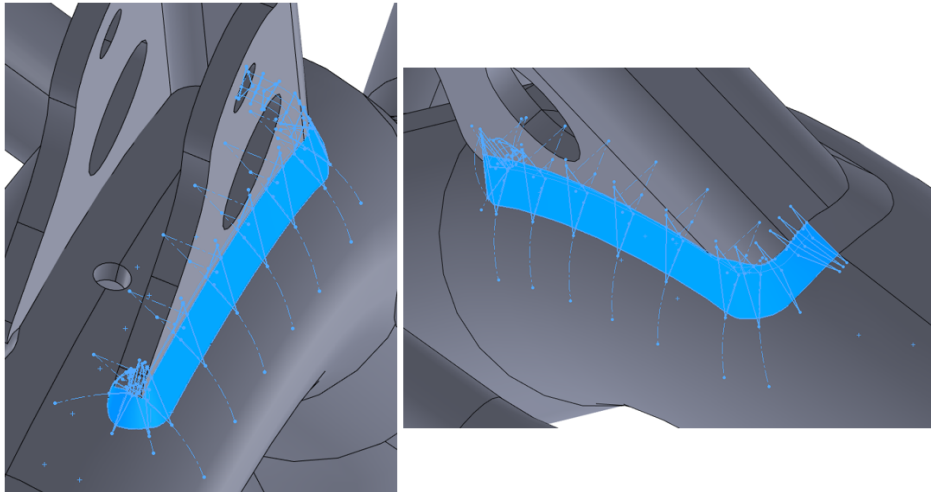


Figura 7.4: Cordone di saldatura nella parte inferiore del telaio in prossimità del supporto collegato all'ammortizzatore modellato in SolidWorks®, visibili gli sketch alla base del loft.

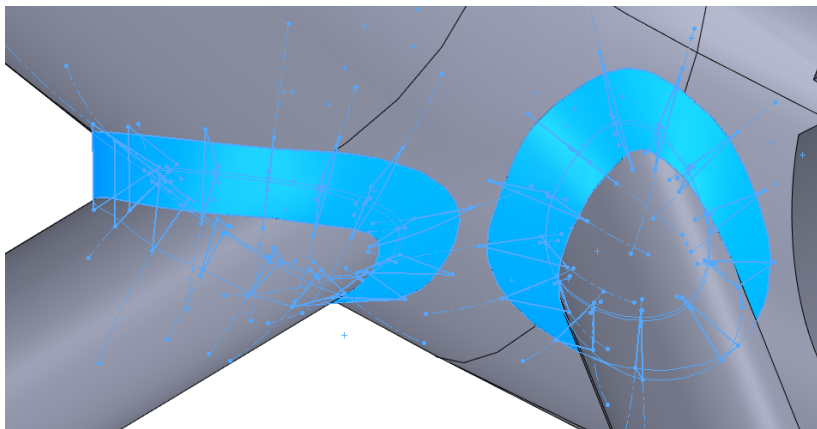


Figura 7.5: Cordoni di saldatura nella parte posteriore del telaio in prossimità dei tubolari laterali modellati in SolidWorks®, visibili gli sketch alla base del loft.

Come si può vedere nelle Figure 7.3 e 7.4, i loft modellati in SolidWorks® riproducono solamente metà dei cordoni di saldatura, la restante parte è stata generata specchiando i loft sopracitati sul piano mediano del telaio.

In conclusione, al fine di ricreare delle condizioni di vincolo più possibile simili a quelle delle prove sperimentali esposte al Capitolo 6, si è preferito aggiungere la forcella posteriore al modello CAD del solo telaio. Introdurre questo elemento ha permesso di trasferire i carichi applicati al telaio in maniera del tutto realistica, senza dover adoperare ulteriori semplificazioni. Si presenta in Figura 7.6 il modello CAD così ottenuto, che successivamente è stato convertito in formato STEP per essere importato ed analizzato in Ansys Mechanical Enterprise.

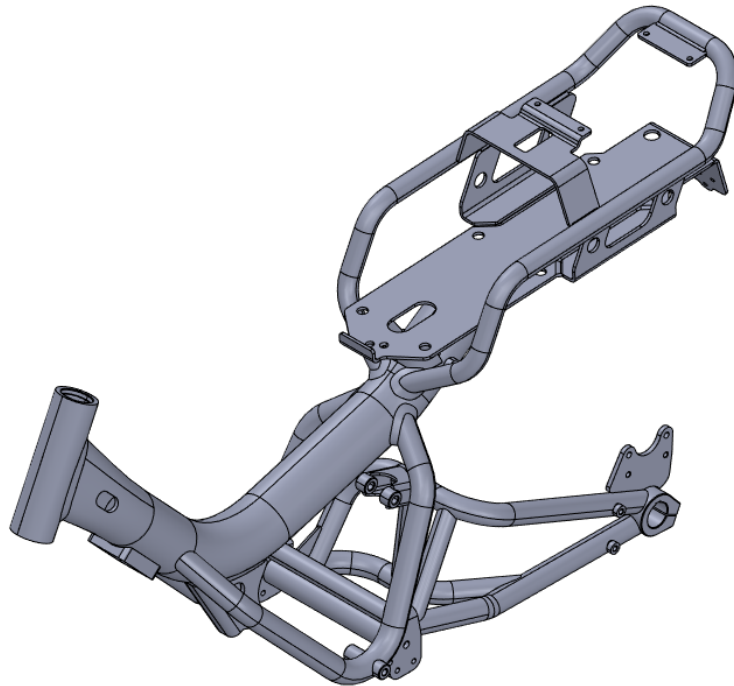


Figura 7.6: Modello SolidWorks® del telaio dello scooter con la forcella posteriore.

Importato il modello all'interno di Ansys SpaceClaim, sono state condotte alcune operazioni di manipolazione della geometria al fine di rendere più agevole la generazione della mesh in Ansys Mechanical Enterprise. Senza voler entrare nel dettaglio tecnico di tali operazioni, sono stati corretti lievi difetti presenti nei cordoni di saldatura, che avrebbero portato a creare una mesh particolarmente distorta proprio in corrispondenza delle zone di maggior interesse.

## 7.2 Confronto sezione tubolare principale

Al fine di verificare la coerenza tra modello FEM e geometria reale, è stato condotto un confronto in corrispondenza della sezione del tubolare principale. Per poter osservare la geometria reale del tubolare principale del telaio, è stato necessario sezionare un telaio rotto a fatica durante le prove sperimentali [37]. Il tubolare principale del telaio è stato tagliato con un piano di sezione parallelo all'asse del canotto dello sterzo ad una pari a  $73\text{mm}$  dal cordone di saldatura, ovvero nella stessa posizione dell'estensimetro nominale superiore [14] rappresentato in Figura 6.14. In Figura 7.7, si possono comparare il modello CAD e la geometria reale, entrambi tagliati lungo l'elemento tubolare principale del telaio in corrispondenza del piano di sezione.

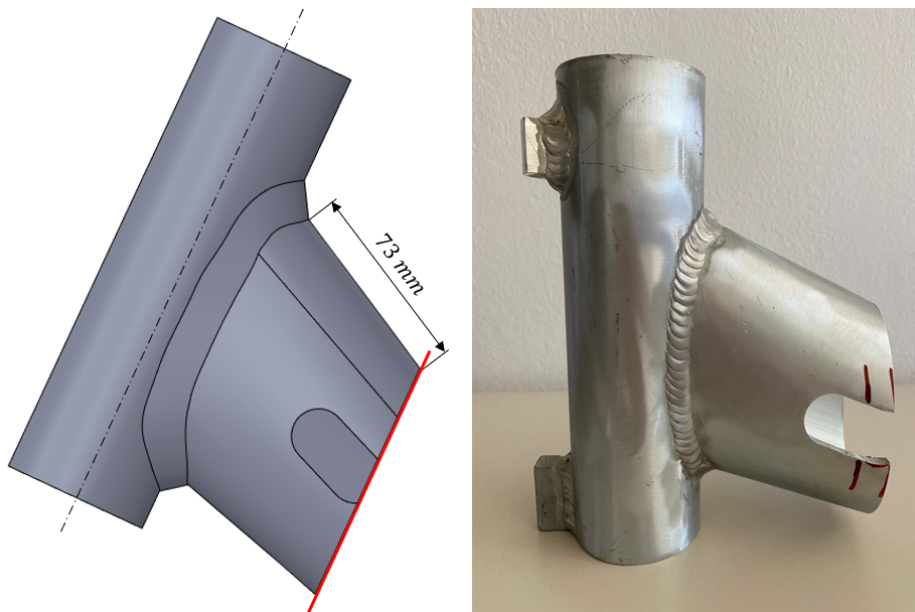


Figura 7.7: Confronto tra modello CAD e geometria reale sezionati in corrispondenza dell'elemento tubolare principale del telaio.

In Figura 7.8, si presentano le sezioni ottenute in ambiente SolidWorks® e dall'operazione di taglio del telaio sperimentale. Già da un confronto preliminare puramente visivo, le due sezioni risultano molto simili tra loro.



Figura 7.8: Confronto visivo tra la sezione del tubolare principale del modello CAD e la geometria reale.

Al fine di attuare un confronto sistematico, si è preferito comparare il valore delle aree delle due sezioni. Per l'area della sezione ottenuta dal modello CAD è stato sufficiente utilizzare l'apposito strumento di misura all'interno di SolidWorks®. Per ottenere il valore dell'area della sezione reale si è seguita una procedura lievemente più lunga: sempre in SolidWorks® sono state tracciate delle spline che percorressero il profilo della sezione, in questo modo è stato generato uno sketch cui è stato possibile ricavare la dimensione dell'area. Si propone in Tabella 7.1 il confronto numerico tra le aree delle sezioni del tubolare principale del telaio, come si può vedere i due valori risultano in ottimo accordo, presentando uno scostamento percentuale minore del 5%.

Geometria reale	Area [mm]		Errore
	Geometria reale	Modello CAD	
1085.6	1131	4.2%	

Tabella 7.1: Confronto numerico tra le aree delle sezioni del tubolare principale del telaio.

### 7.3 Connections

All'interno di Ansys Mechanical Enterprise, dopo aver importato il modello CAD del telaio, completo di forcella posteriore come rappresentato in Figura 7.6, è necessario controllare le cosiddette "Connections". Tale verifica risulta imprescindibile, poichè Ansys Mechanical Enterprise applica automaticamente un certo numero di "connections", con lo scopo di connettere tutti i volumi presenti nel modello. Di conseguenza, è buona pratica controllare tutte le operazioni effettuate in maniera automatica dal software, affinché riproducano esattamente i risultati desiderati. Per approfondire quanto esposto sinteticamente in questo paragrafo si suggerisce di consultare le guide di Ansys® riportate in bibliografia.

#### 7.3.1 Contatti "Bonded"

Nello specifico, Ansys Mechanical Enterprise utilizza dei contatti di tipo "Bonded" per connettere i volumi che presentano superfici molto vicine. Il contatto "Bonded" può essere immaginato come se le superfici interessate venissero incollate tra loro, quindi permettendo il completo trasferimento di carico tra i volumi connessi. Questa è la tipologia di "connection" applicata in maniera automatica da Ansys Mechanical Enterprise di cui si parlava poco sopra.

Tornando all'analisi dello telaio, è stato necessario non solo eliminare buona parte dei contatti generati in maniera autonoma dal software, ma anche aggiungerne di ulteriori affinché tutti i volumi presenti nel modello in Figura 7.6 fossero connessi tra loro ove richiesto. Senza descrivere ciascun contatto individualmente, in Figura 7.9 si evidenziano tutti i contatti di tipo "Bonded" applicati al modello. Ogni coppia di lettere riportata rappresenta la connessione tra le rispettive superfici interessate.

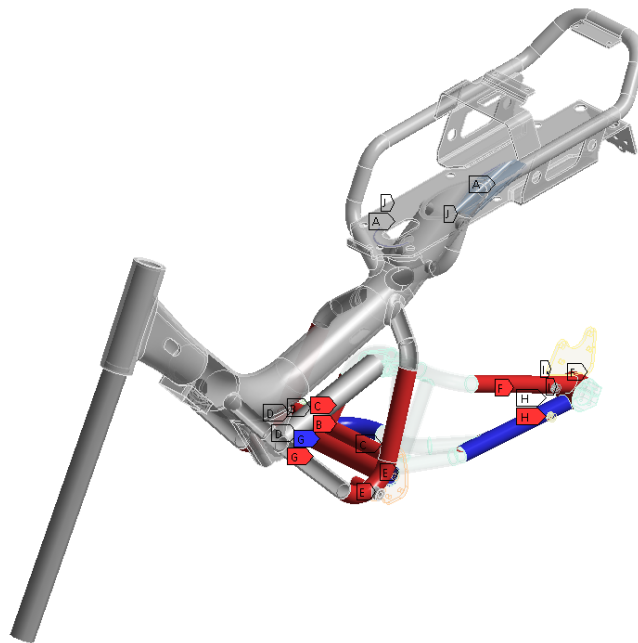


Figura 7.9: Rappresentazione sintetica di tutti i contatti "Bonded" applicati al telaio dello scooter.

### 7.3.2 Elementi “beam”

Come si può osservare in Figura 7.10, sono stati utilizzati degli elementi “beam” al fine di simulare in ambiente FEM due componenti dello scooter, necessari per trasferire correttamente i carichi al telaio:

- la forcella anteriore, che connette lo sterzo alla ruota anteriore;
- la barra metallica rigida, sostituita all’ammortizzatore durante le prove a fatica.

In entrambi i casi, gli elementi “beam” avevano il compito di trasferire il carico al telaio deformandosi il meno possibile, dunque sono stati creati con materiale fittizio super rigido avente un modulo elastico estremamente elevato  $E_{beam} = 2 \cdot 10^9 GPa$ .

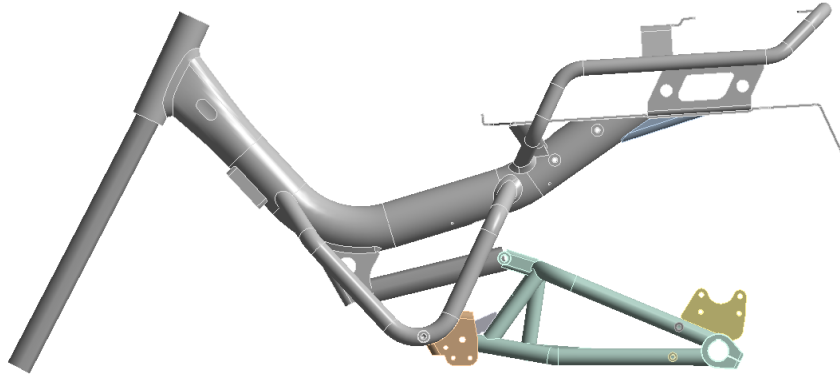


Figura 7.10: Modello FEM del telaio in Ansys Mechanical Enterprise, con visibili gli elementi beam per simulare la forcella anteriore e la barra rigida in corrispondenza dello sterzo.

Con riferimento alla Figura 7.11, si espone di seguito la procedura seguita per simulare la forcella anteriore con gli elementi “beam”:

- sono stati creati due “Remote Point” a partire dalle arre di appoggio dei cuscinetti presenti sullo sterzo, impostando l’opzione “Rigid”. In Figura 7.11 a destra, è possibile visualizzare le “Constraint Equation” relative a questi due “Remote Point”;
- è stato generato un terzo “Remote Point” di tipo “Stand” in corrispondenza dell’asse della ruota anteriore dello scooter;
- i tre “Remote Point” sono stati collegati, a due a due, grazie a degli elementi “beam” a sezione circolare con diametro  $d = 20mm$ .

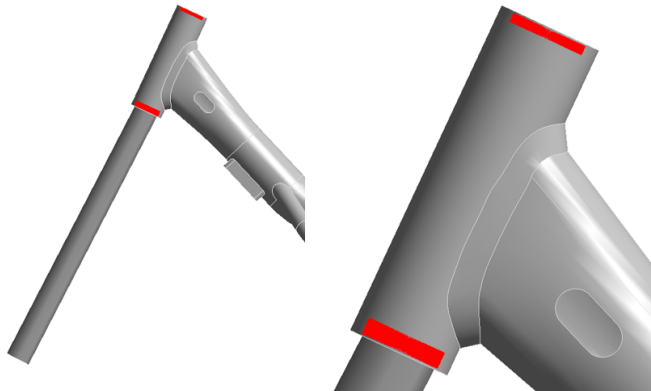


Figura 7.11: Elementi beam e “Remote Point” generati per simulare la forcella anteriore in corrispondenza dello sterzo.

Per simulare la barra metallica rigida, sostituita all'ammortizzatore durante le prove sperimentali, si è utilizzato ancora un elemento "beam". Come si può dedurre osservando la Figura 7.12, sono stati creati due "Remote Point" con opzione "Rigid" a partire dalle sedi dei perni di collegamento dell'ammortizzatore lato telaio e lato forcella posteriore. Successivamente, i due "Remote Point" sono stati congiunti con un elemento "beam" a sezione circolare con diametro  $d = 20mm$ .

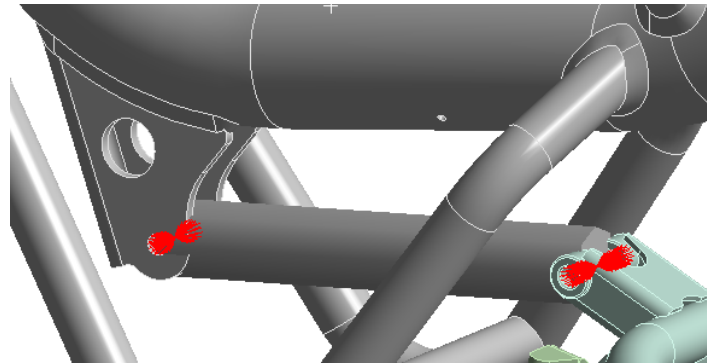


Figura 7.12: Elemento beam e "Remote Point" generati per simulare la barra rigida in corrispondenza dell'ammortizzatore.

## 7.4 Mesh PSM

In questo paragrafo, si ripercorrono i passaggi che hanno permesso di generare una mesh compatibile con l'applicazione del Peak Stress Method per l'analisi condotta sul telaio dello scooter. Considerate le ampie dimensioni in gioco sul modello analizzato, non è stato possibile generare una mesh uniforme su tutta la geometria, poichè non solo Ansys Mechanical Enterprise avrebbe impiegato un tempo eccessivo per giungere alla soluzione, ma, dato il grandissimo numero di elementi finiti, nemmeno il PC fornito dall'Università sarebbe stato in grado di risolvere il modello per carenza di memoria fisica (RAM).

Alla luce di tali considerazioni, si è preferito originare una mesh, impostando una dimensione media di elemento pari a  $5mm$ , per l'intero telaio, andando a diminuire tale dimensione solo dove necessario. In queste zone, si è affinata la mesh grazie al comando "Sphere of Influence" in Ansys Mechanical Enterprise, in modo da rispettare le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method localmente a seconda della condizione di carico esaminata.

Poichè le prove sperimentali relative alla condizione di carico orizzontale riportavano rotture solamente nella zona anteriore nei pressi dello sterzo, si è affinata la mesh esclusivamente in questa posizione. Per individuare la dimensione caratteristica  $a$ , similmente al Capitolo 6 precedente, si è esaminata la sezione in corrispondenza delle fibre superiori riportata in Figura 7.13, ove sono evidenziati i principali parametri dimensionali del Peak Stress Method per i piedi cordone e radice d'interesse.

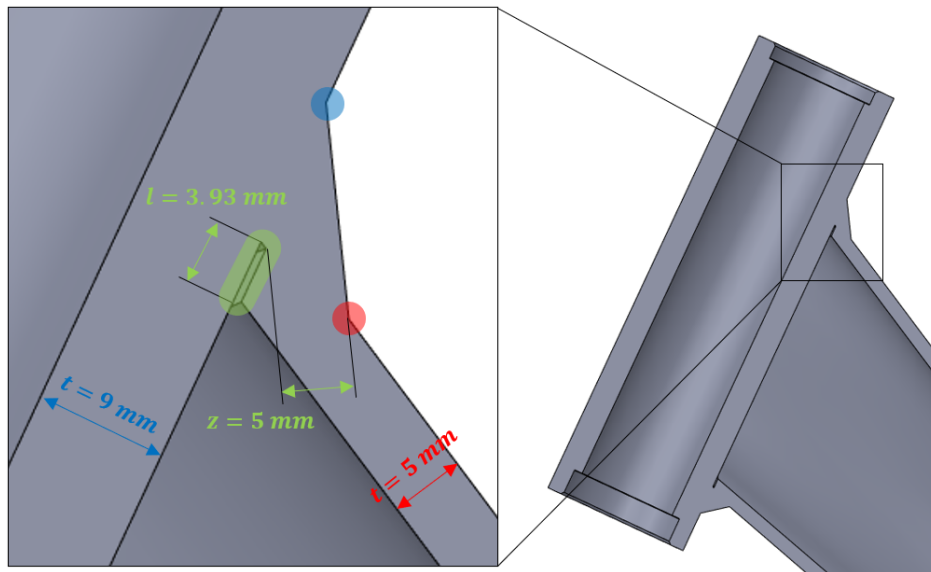


Figura 7.13: Parametri dimensionali del Peak Stress Method su piedi e radice cordone in prossimità dello sterzo.

Determinata la dimensione caratteristica  $a$ , posta pari ad  $l = 3.93mm$ , applicando le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, riportate in Tabella 1.2 per gli elementi tetraedrici, si è trovata la massima dimensione di elemento  $d_{max} = 1.31mm$ , come riassunto in Tabella 7.2.

PSM Parameters	Weld toe sterzo	Weld toe telaio	Weld root
$a$	$t = 9mm$	$t = 5mm$	$\min(l = 3.93mm, z = 5mm)$
$(a/d)_{(modeI)}$	$\geq 1$	$\geq 1$	$\geq 3$
$(a/d)_{(modeII)}$	-	-	$\geq 1$
$(a/d)_{(modeIII)}$	$\geq 3$	$\geq 3$	$\geq 3$
$(a/d)_{min}$	$\geq 3$	$\geq 3$	$\geq 3$
$d_{max}$	$\frac{9}{3} = 3mm$	$\frac{5}{3} = 1.67mm$	$\frac{3.93}{3} = 1.31mm$
$d_{adopted}$	$1mm$		

Tabella 7.2: Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per l'analisi della condizione di carico orizzontale del telaio completo.

Come anticipato, è stata generata una mesh "globale" con una dimensione di elemento pari a  $5mm$ , tenendo attiva l'opzione "Adaptive Size", che permette a Ansys Mechanical Enterprise di adattare lievemente la dimensione di elemento a seconda dei dettagli geometrici incontrati durante la creazione della mesh. Per diminuire la dimensione di elemento fino al valore di  $1mm$  desiderato per l'applicazione del Peak Stress Method, sono create due "Sphere of Influence" concentriche in modo che inglobassero lo sterzo, come si può vedere in Figura 7.14. Nella sfera esterna è stata impostata una dimensione di elemento di  $2.5mm$ , mentre in quella interna di  $1mm$ . Si riassumono le caratteristiche relative alla generazione della mesh in Tabella 7.3.



Global mesh parameters		
Element Size	5 mm	
Use Adaptive Size		
Local mesh parameters		
Sphere of Influence	Radius	Element Size
External	150 mm	2.5 mm
Internal	100 mm	1 mm

Tabella 7.3: Parametri di generazione della mesh per analizzare la configurazione di carico orizzontale del telaio completo.

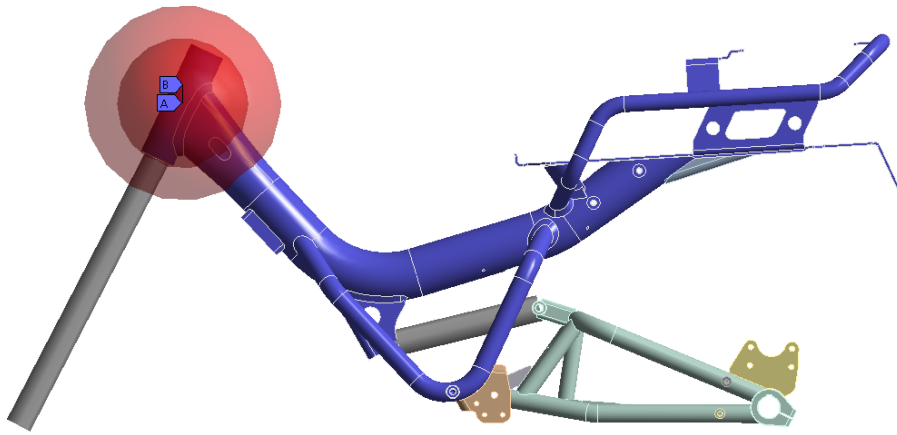


Figura 7.14: Volume interessato dalle “Sphere of Influence” nella parte anteriore del telaio in prossimità dello sterzo.

Grazie a questo artificio, non solo si sono rispettate le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, ma si è garantito un infittimento graduale della mesh fino alla dimensione desiderata, senza brusche variazioni nella dimensione di elemento lungo la geometria. In Figura 6.11, si può notare la regolarità della mesh ottenuta in corrispondenza delle zone delle fibre superiori ed inferiori in Figura 7.13.

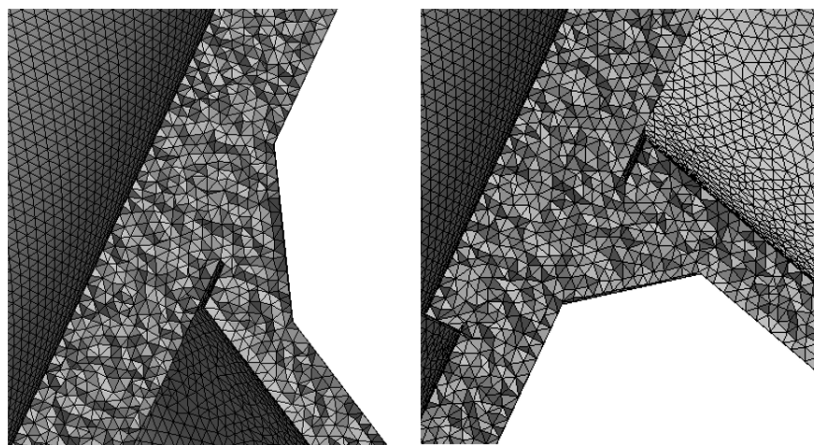


Figura 7.15: Presentazione della mesh nelle zone delle fibre superiori ed inferiori del cordone di saldatura dello sterzo.



## 7.5 Carichi e vincoli

Al fine di riprodurre la condizione di carico orizzontale, in questo caso è stato possibile implementare lo schema di vincoli e carichi, esposto in figura 6.4 al Capitolo 6 precedente, pressochè inalterato all'interno di Ansys Mechanical Enterprise. Tra i vincolo e carichi applicati, utilizzando le stesse lettere riportate in Figura 7.16, è possibile riconoscere:

- A vincolo a carrello, che permette le sole traslazioni orizzontali e rotazioni perpendicolari al piano in corrispondenza dell'asse della ruota anteriore;
- B forza orizzontale pari a 2500N applicata in corrispondenza dell'asse della ruota anteriore;
- C vincolo di cerniera, che permette le sole rotazioni perpendicolari al piano in corrispondenza del disco freno della ruota posteriore.

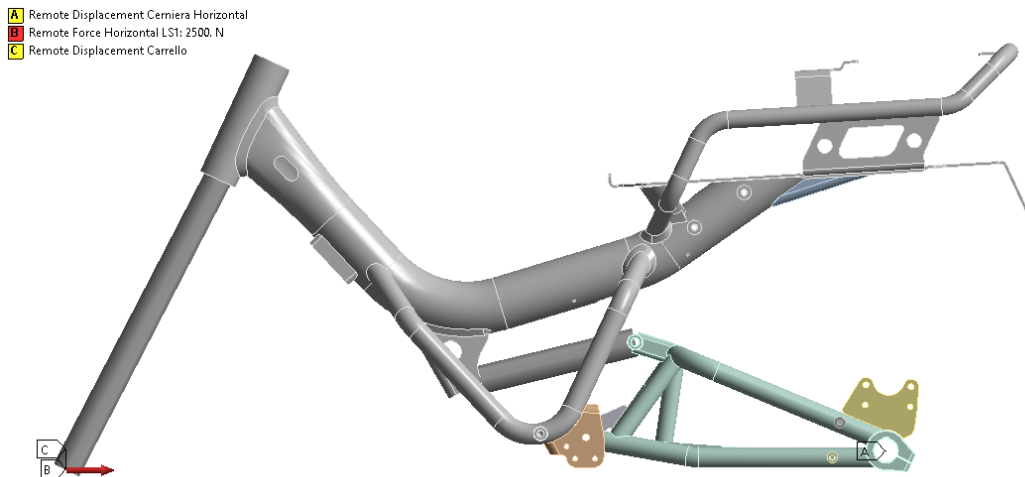


Figura 7.16: Configurazione di carico orizzontale riprodotta in ambiente FEM.

Similmente a come operato al Capitolo 6, con l'intento di verificare la bontà dell'analisi condotta, si sono confrontati i dati relativi alle misurazioni degli estensimetri [14], situati in prossimità dello sterzo, con con le corrispondenti deformazioni in ambiente FEM. Si rimanda alla Figura 6.14 per rinfrescare la memoria riguardo alle posizioni degli estensimetri, mentre si presenta il confronto in Tabella 7.4.

	Position [mm]	Elastic Strain [ $\mu\epsilon$ ]		Error
		Experimental	FEM	
Locale Superiore	9	767.3	748.8	-2.4%
Nominale Superiore	73	685.8	657.3	-4.2%
Locale Inferiore	7	-1055.6	-1013.3	-4%
Nominale Inferiore	34	-738.2	-774.9	4.9%

Tabella 7.4: Confronto tra le misurazioni sperimentali [14] degli estensimetri e la simulazione FEM condotta sul telaio completo dello scooter.

Come si può notare, le deformazioni rilevate in Ansys Mechanical Enterprise risultano in ottimo accordo con le misurazioni sperimentali degli estensimetri, mai presentando uno scostamento superiore al 5%, del tutto in linea con l'errore rilevato dal confronto delle sezioni del tubolare principale. Si può concludere in maniera definitiva che gli ampi scostamenti, relativi agli estensimetri nominali riportati in Tabella 6.7, fossero dovuti proprio al vincolo di incastro, presente nel modello analizzato al Capitolo 6, decisamente più gravoso rispetto alla realtà sperimentale.

## 7.6 Presentazione dei risultati

A conclusione dell'analisi condotta, è possibile presentare i risultati ottenuti sul modello del telaio completo relativi alla condizione di carico orizzontale. Si ricorda che i risultati sono stati estratti solamente utilizzando

l'App ACT PSM, attivando l'opzione "Advance Calibration Mode". Di conseguenza, nei grafici dell'andamento della tensione equivalente di picco sono stati riportati, ai fini di confronto, i risultati dell'analisi svolta al Capitolo 6 precedente, sempre ottenuti con l'App ACT PSM con attiva l'opzione "Advance Calibration Mode". Prima di esporre i diagrammi della tensione equivalente di picco, si ritiene utile specificare la nomenclatura utilizzata per presentare i risultati. Nelle leggende dei grafici nelle Figure 7.18, 7.19, 7.20 e 7.21 si utilizzano i termini:

- "S\_Eq,Peak" per indicare la tensione equivalente di picco  $\Delta\sigma_{eq,peak}$ ;
- "SubModel" per indicare i risultati relativi alle analisi condotte nel Capitolo 6 sulla sola parte anteriore del telaio, in prossimità dello sterzo;
- "Model Complete" per indicare i risultati della presente analisi, svolta sull'intero modello del telaio.

Negli stessi grafici, per poter confrontare le differenze tra le due modellazioni, si riportano anche gli andamenti degli angoli di apertura  $2\alpha$  stimati dall'App ACT PSM, denominati con "V-Notch Angle".

A titolo dei diagrammi nelle Figure 7.18, 7.19, 7.20 e 7.21 si indica la linea del V-notch analizzato, cui corrispondono le definizioni riportate in Figura 6.17 al Capitolo 6 precedente. Infine, prima di presentare i grafici dei risultati, si ritiene importante chiarire come è stata definita la coordinata normalizzata  $S$ , riportandola in Figura 7.17 assieme alle rotture sperimentali osservate per la condizione di carico orizzontale.

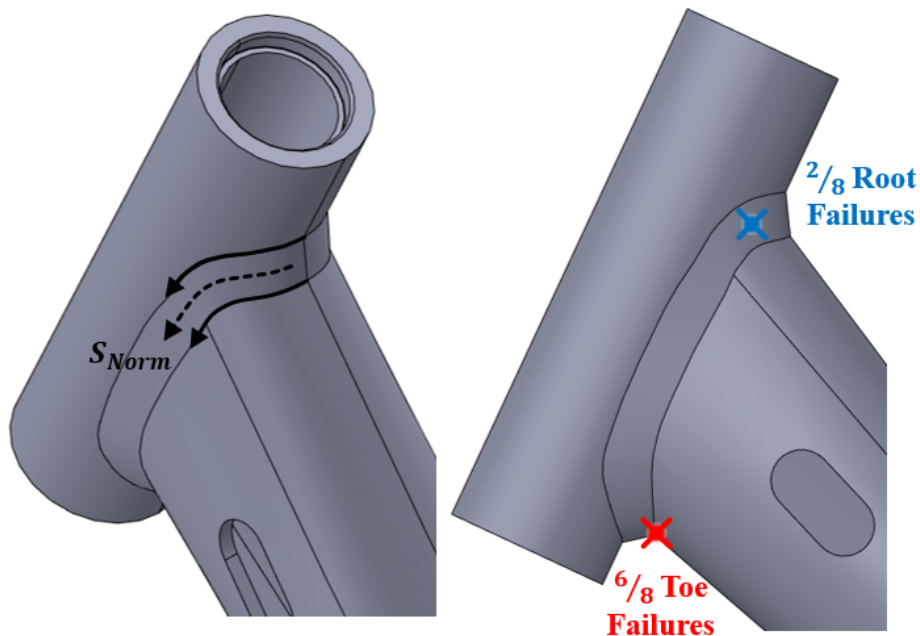


Figura 7.17: Definizione della coordinata normalizzata  $S$  presente in ascissa ai grafici dei risultati relativi all'analisi del telaio completo e posizioni delle rotture sperimentali rilevate.

Nelle prossime pagine, si presentano gli andamenti della tensione equivalente di picco lungo le linee dei V-notch: a radice cordone lato sterzo e telaio, a piede cordone lato sterzo e telaio rispettivamente nelle Figure 7.18, 7.19, 7.20 e 7.21. In tutti i grafici dei risultati si può notare come l'analisi dell'intero telaio sia riuscita a cogliere in maniera appropriata l'asimmetria del carico, dovuta principalmente alla presenza della forcella posteriore. I risultati presentati nei grafici nelle Figure 7.18, 7.20 e 7.21 si dimostrano in buon accordo con gli andamenti della tensione equivalente dell'analisi esposta al Capitolo 6. Infatti, si può riconoscere chiaramente la somiglianza per quanto riguarda gli andamenti, tenendo conto della maggiore asimmetria di quelli relativi al telaio completo.

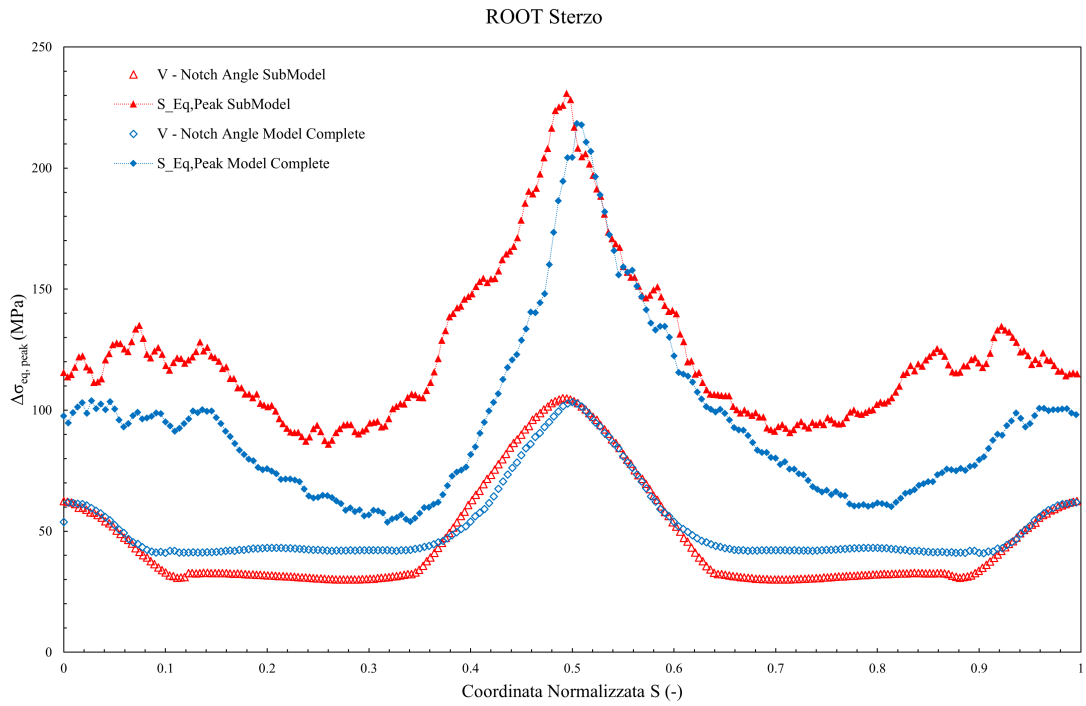


Figura 7.18: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi del telaio completo.

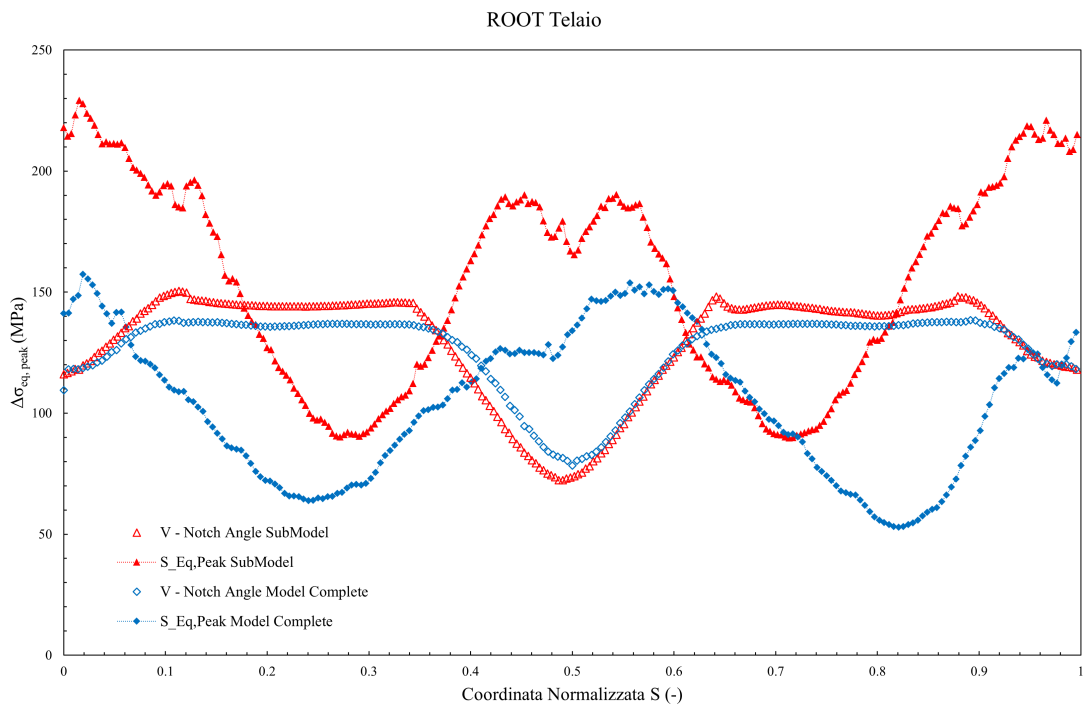


Figura 7.19: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato telaio ottenuto per l'analisi del telaio completo.

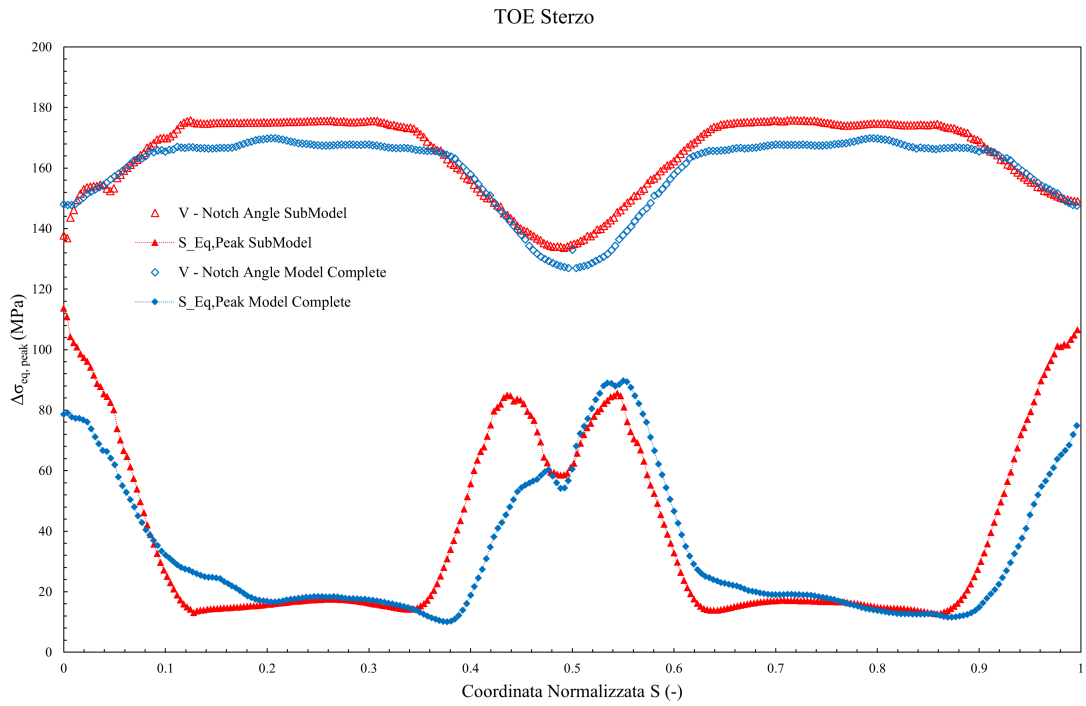


Figura 7.20: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza del piede cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi del telaio completo.

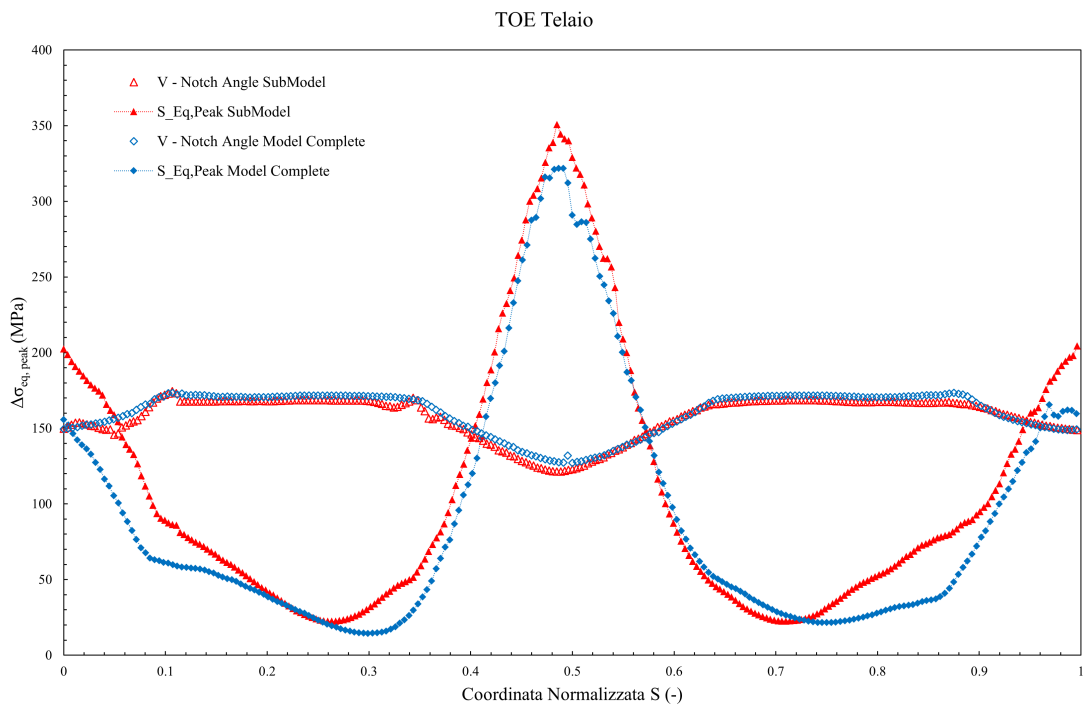


Figura 7.21: Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza del piede cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi del telaio completo.

L'unico risultato che si discosta in maniera significativa rispetto all'analisi svolta al Capitolo 6 è quello alla radice lato telaio in Figura 7.19. In questo caso, la tensione equivalente di picco valutata nel modello del telaio completo risulta sempre minore se confrontata con l'analisi precedente. Questa differenza, con ogni probabilità, è da ritenersi imputabile alla differente modellazione dei cordoni di saldatura. Si anticipa che, purtroppo, tale scostamento avrà diretto effetto sui risultati inseriti in banda di progettazione, essendo la radice lato telaio uno dei V-notch interessato da rotture sperimentali.

Riproponendo la medesima procedura seguita al Capitolo 6, si possono riunire gli andamenti della tensione equivalente di picco di tutte le linee analizzate in un unico grafico di sintesi, ottenendo il diagramma riportato in Figura 7.22. Su tale grafico, è possibile individuare facilmente i tre punti che sperimentano i valori maggiori di tensione equivalente di picco relativi all'analisi del telaio completo. In maniera del tutto analoga a come fatto al Capitolo 6, sono stati nominati "1st", "2nd" e "3rd", riportando nel grafico in Figura 7.22 per ciascun punto il rispettivo valore del coefficiente di biassialità locale  $\lambda$ .

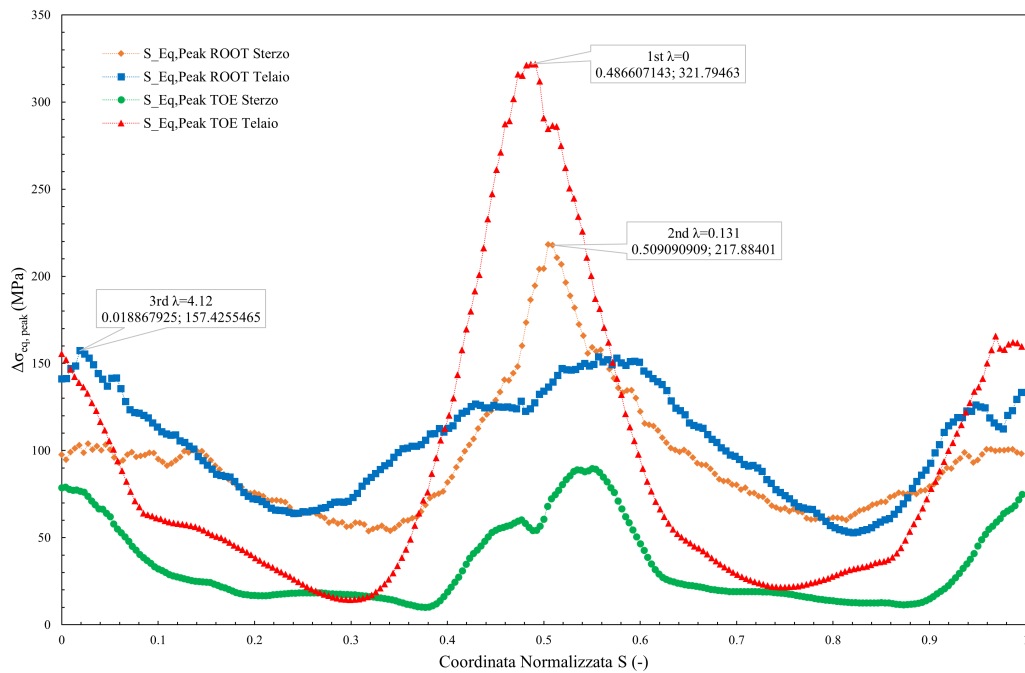


Figura 7.22: Punti critici individuati con riferimento all'analisi del telaio completo per carichi orizzontali.

Ricordando le zone interessate da rottura sperimentale, riassunte in Tabella 6.3, si può verificare solamente i punti "1st" e "3rd" sperimentano effettivamente la comparsa di cricche a fatica. Di conseguenza, solamente i due punti sopracitati sono stati inseriti nelle bande a progettazione del Peak Stress Method riportate nelle Figure 7.23 e 7.24, dopo aver aggiornato i valori i risultati ai valori di forza effettivamente applicati durante le prove sperimentali riportati in Tabella 6.3. Come si può notare in Figura 7.23, i risultati ottenuti durante lo studio del telaio completo si dimostrano in ottimo accordo con quelli dell'analisi precedente esposta al Capitolo 6. Purtroppo, come anticipato in precedenza, i risultati relativi alla radice cordone, esposti in Figura 7.24, si discostano significativamente dai punti sperimentali ottenuti dall'analisi precedente, finendo nella zona in svantaggio di sicurezza del grafico.

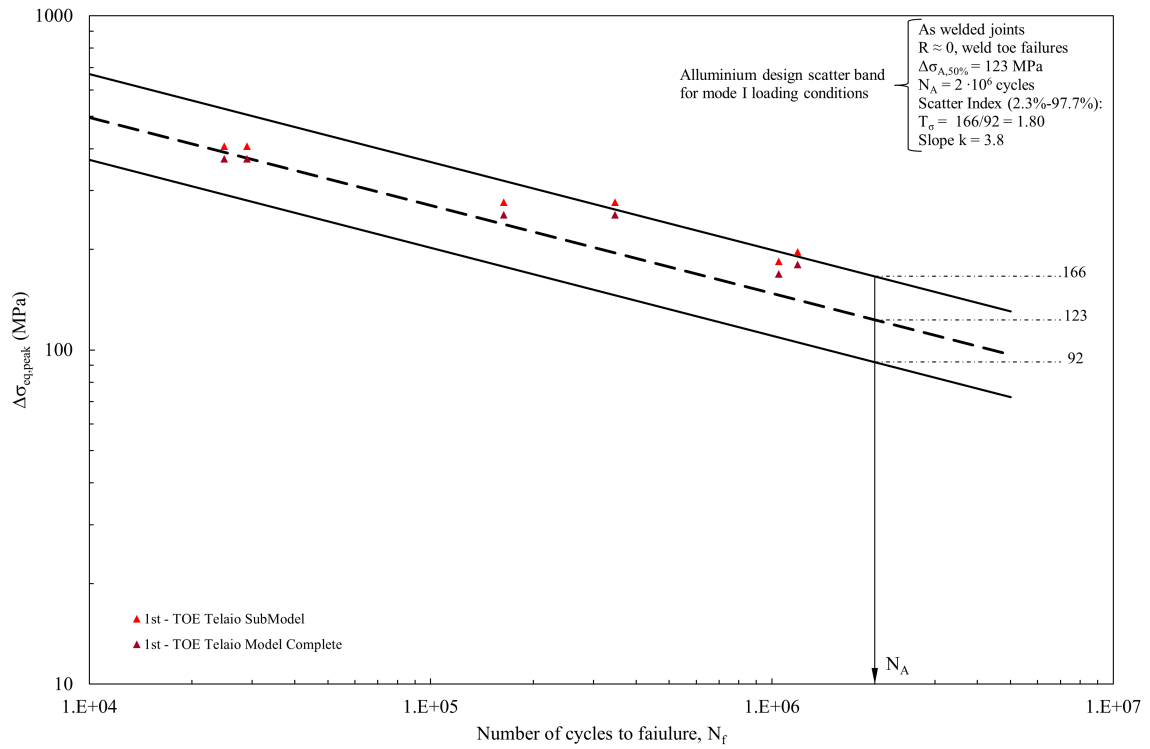


Figura 7.23: Banda di progettazione del Peak Stress Method dell'alluminio per prevalenza di modo I con inseriti i risultati relativi all'analisi del telaio completo.

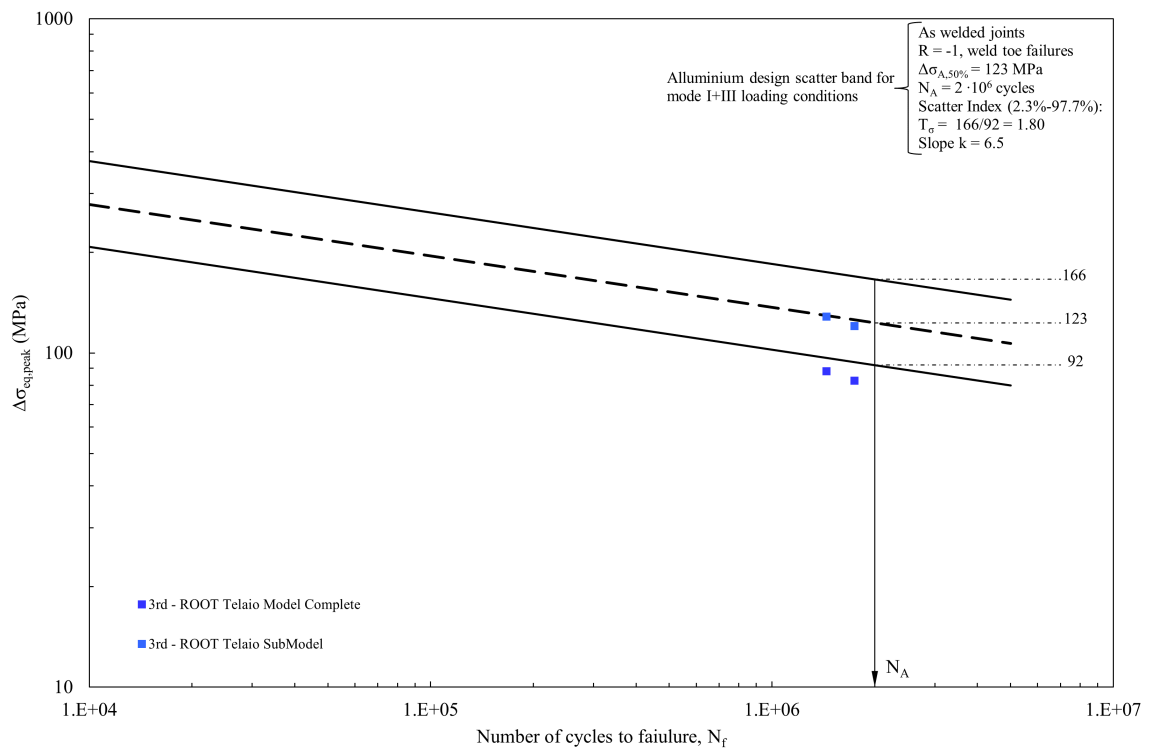


Figura 7.24: Banda di progettazione del Peak Stress Method dell'alluminio per prevalenza di modo III con inseriti i risultati relativi all'analisi del telaio completo.

## CAPITOLO 8: Sintesi dei risultati e conclusioni

A degna conclusione di questo lavoro di tesi magistrale, si vorrebbero trarre le somme riguardo l'intero percorso, riproponendo gli obiettivi discussi nell'introduzione del presente elaborato. Terminata la serie di geometrie proposte, i due approcci intrapresi, in Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise, possono essere comparati sia per la coerenza dei risultati, che per le tempistiche necessarie a completare le analisi. Si avrà inoltre modo di verificare l'accuratezza delle previsioni ottenute dall'applicazione del Peak Stress Method negli studi compiuti. Un primo importante parametro su cui porre l'attenzione è la corretta stima del punto d'innescamento sperimentale della cricca, che ha portato i provini a cedimento per fatica. A seguire, si riporterà una sintesi di tutti i dati sperimentali inseriti nelle adeguate bande di progettazione del Peak Stress Method, in modo da confermare l'accuratezza della previsione sulla stima della vita a fatica di ogni componente analizzato.

### 8.1 Confronto tra gli approcci Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise

Uno degli obiettivi principali, che si proponeva questo percorso di tesi, risiede nel confronto dei risultati ottenuti grazie all'App ACT PSM con quelli ricavati attraverso le analisi svolte in Ansys Mechanical APDL. L'App ACT PSM risulta ancora in sviluppo e sottoposta a continuo collaudo, tuttavia si è già dimostrato uno strumento estremamente potente ed utile nello svolgimento di un'analisi strutturale applicando il Peak Stress Method. Affinché l'App ACT PSM venga completamente validata e, magari in futuro, rilasciata nel mercato, sono necessari numerosi test sulle più svariate geometrie, come le analisi esposte in questo elaborato.

Per quanto riguarda i tempi di elaborazione, come già ampiamente discusso nei capitoli esposti, il riscontro è nettamente a favore dell'App ACT PSM: stimando un risparmio di tempo di circa un ordine di grandezza, rispetto alla corrispondente analisi condotta in Ansys Mechanical APDL. Lo stesso si può dire per la coerenza dei risultati riscontrati nel corso di questo lavoro di tesi, a tal riguardo nelle Figure 8.1 si possono osservare le bande di progettazione del Peak Stress Method con inseriti tutte le rotture sperimentali rilevate. Le bande di dispersione parlano da sole, la somiglianza delle coppie di valori talvolta risulta talmente marcata da ottenere indicatori praticamente sovrapposti.

### 8.2 Principali difficoltà riscontrate

Le principali difficoltà incontrate nel corso di questo lavoro si concentrano nel Capitolo 7, dedicato all'analisi del telaio dello scooter elettrico. In particolare, la modellazione geometrica dei cordoni di saldatura si è dimostrata un importante fattore d'incertezza nell'analisi. Purtroppo si è dovuto basare il modello CAD praticamente solo sulla possibilità di vedere i cordoni di saldatura dall'esterno, attuando misurazioni che non potevano rivelare la reale geometria della radice cordone. Per motivi di tempo e risorse, sfortunatamente non è stato possibile eseguire una completa scansione 3D del telaio, che avrebbe sicuramente permesso una modellazione delle saldature molto più simile al caso reale. Eventuali sviluppi futuri del lavoro potranno implementare quanto appena descritto, al fine di studiare non solo la condizione di carico orizzontale, ma anche quella verticale [37], in tale sede tralasciata per le motivazioni sopra esposte.

### 8.3 Previsioni dall'applicazione del Peak Stress Method

Uno dei risultati più importanti affinché i risultati delle analisi vengano convalidati è la corretta stima del punto d'innescamento della cricca. A tal riguardo, è bene ricordare che nel corso di questo lavoro, è stato utilizzato come parametro decisivo la massima tensione equivalente di picco calcolata, per poi verificare la previsione attraverso il valore del numero di cicli stimato attraverso l'App ACT PSM. Infatti, non sempre il punto a più elevato valore di tensione equivalente di picco rappresenta il punto di innescamento della cricca, dato che la vita a fatica dipende anche dal coefficiente di biassialità locale  $\lambda$ , che varia anch'esso lungo il V-notch.

Applicando il Peak Stress Method, è stato possibile prevedere correttamente il punto interessato da rotture sperimentali praticamente nella totalità dei casi studiati. Solamente nelle analisi svolte sul telaio dello scooter elettrico vi è stata qualche incertezza: stimando correttamente la zona interessata dalla maggior parte delle

rottture sperimentali, ma indicando solamente come terzo valore massimo, invece che secondo, della tensione equivalente di picco, il punto che riportava il 25% dei cedimenti a fatica.

In ultimo, non rimane che inserire i dati sperimentali nella corretta banda a progettazione del Peak Stress Method per leghe in alluminio in base al coefficiente di biassialità locale  $\lambda$  e agli spessori dei componenti coinvolti. Si presentano in Figura 8.1 le bande di dispersione con tutti i dati sperimentali studiati nel corso di questo lavoro. Come si può notare visivamente, praticamente nessun risultato sperimentale ricade nella zona in svantaggio di sicurezza, situata al di sotto della linea che individua una probabilità di sopravvivenza pari al 97.7%. Solamente due punti sperimentali fanno eccezione, ancora una volta relativi alle analisi svolte al Capitolo 7, che si posizionano lievemente al di sotto della banda di progettazione. Come già ampiamente discusso al capitolo dedicato, questo dato risulta frutto della modellazione geometrica degli stessi cordoni di saldatura.

## 8.4 Conclusioni

Questo lavoro di tesi magistrale si era fissato diversi obiettivi: primo tra tutti la necessità di convalidare o meno i risultati restituiti dall'App ACT PSM su giunti saldati in lega d'alluminio soggetti a stati di tensione multiassiale. Si è scelto di rianalizzare alcune delle geometrie prese in considerazione in [33], non solo per avere una base solida e conosciuta con cui verificare la bontà dei risultati raggiunti, ma anche per poter confrontare i risultati ottenuti con elementi tetragonali con quelli ottenuti dalle stesse analisi utilizzando elementi finiti piani o cubici. Successivamente, l'interesse si è spostato sulle complesse prove a fatica condotte sul telaio di uno scooter elettrico [37], che a permesso di mettere alla prova l'App ACT PSM su una geometria estremamente complicata. Dai paragrafi precedenti, si può concludere che i valori restituiti dalle analisi con l'App ACT PSM possono essere assunti come equivalenti a quelli calcolati per via "manuale" in Ansys Mechanical APDL, date le ridotte differenze in termini di tensione equivalente di picco. La similitudine tra le coppie di punti calcolati, visibili in Figura 8.1, risulta talmente pronunciata da ottenere spesso indicatori praticamente sovrapposti nelle bande di progettazione. Ottimi risultati si ottengono anche per quanto riguarda la stima della zona di innesco della cricca, caratteristica fondamentale per poter validare non solo le analisi svolte con l'App ACT PSM, ma lo stesso Peak Stress Method. In ultimo, si vuole mettere in luce una parte meno tecnica del lavoro, ma importante per evidenziare l'efficacia dell'App ACT PSM per lo svolgimento delle analisi: la riduzione del tempo di rielaborazione per giungere ai risultati, tanto più accentuata al crescere della complessità geometrica in gioco, se paragonata alla medesima analisi in Ansys Mechanical APDL.



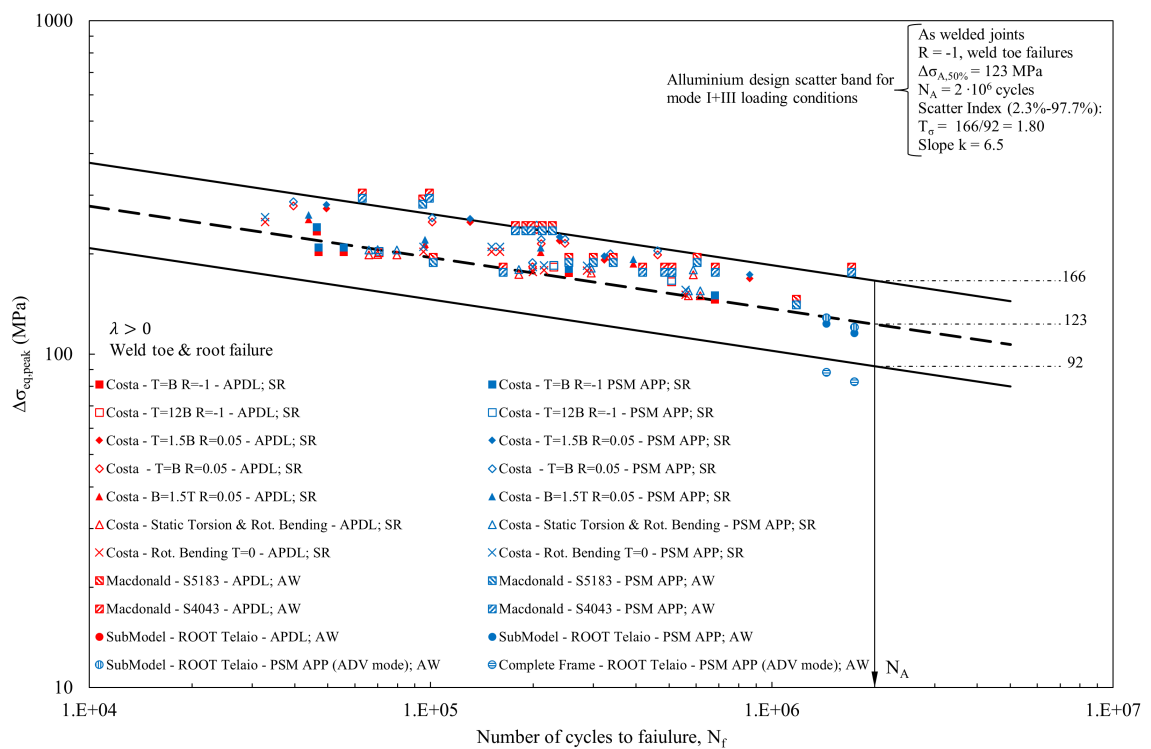
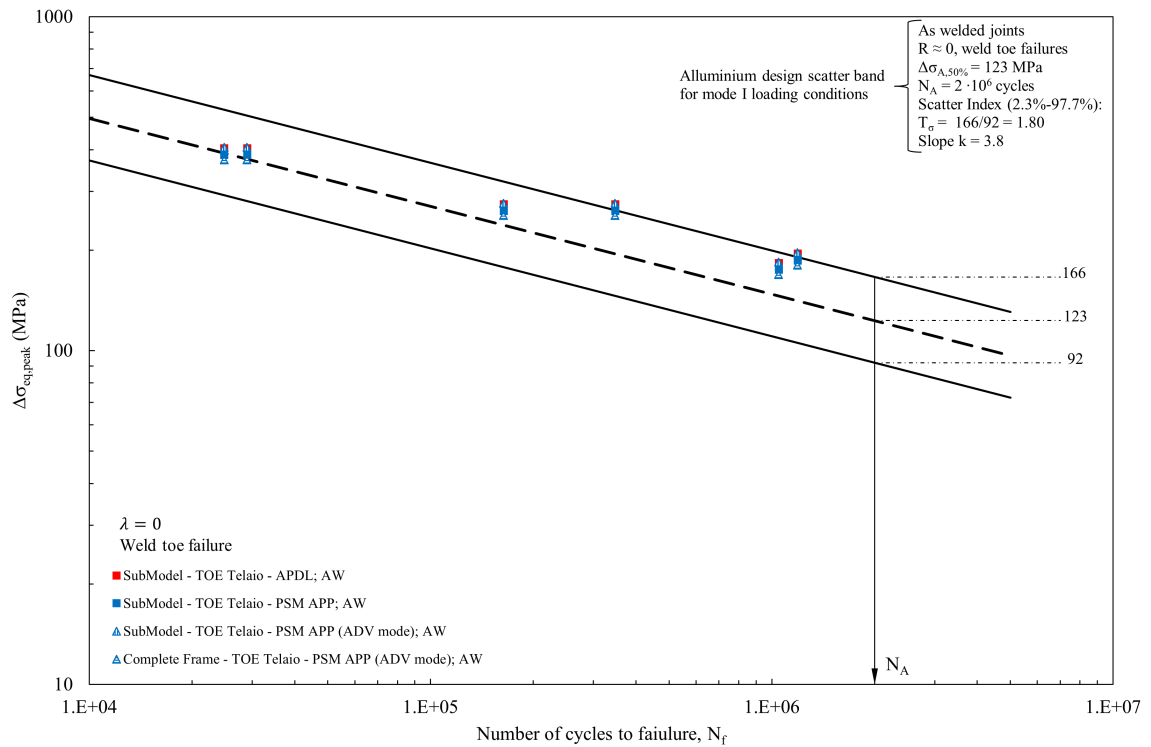


Figura 8.1: Bande di progettazione del Peak Stress Method per leghe di alluminio con inseriti i risultati di tutte le analisi svolte.



# Ringraziamenti

A conclusione di questo elaborato, desidero menzionare tutte le persone, senza le quali questo lavoro di tesi non esisterebbe nemmeno. In primis, un ringraziamento speciale al mio relatore Giovanni Meneghetti, per la sua immensa pazienza, per i suoi indispensabili consigli, per le conoscenze trasmesse durante tutto il percorso di stesura dell'elaborato. Vorrei ringraziare entrambi i miei correlatori Alberto Campagnolo e Alberto Visentin per loro preziosi consigli e per avermi suggerito puntualmente le giuste modifiche da apportare alla mia tesi. Senza il supporto morale dei miei genitori, non sarei mai potuto arrivare fin qui. Grazie per esserci sempre stati soprattutto nei momenti di sconforto. Infine, vorrei dedicare questo piccolo traguardo a me stesso, che possa essere l'inizio di una lunga e brillante carriera professionale.

Con affetto  
Federico



# APPENDICE A: Codici APDL Addestramenti

In questa appendice, si riportano i codici APDL utilizzati per svolgere le analisi esposte nei Capitoli 2 e 3, relative al percorso di addestramento compiuto.

## A.1 Addestramento 2D

Al fine di non allungare inutilmente questa appendice, si è preferito riportare solamente i codici APDL relativi alla prima geometria analizzata, 1-Cruciform. In ogni caso, l'estensione degli script di seguito esposti alle altre geometrie analizzate risulta banale. Inoltre, si evidenzia come i codici riportati siano fittamente colmi di commenti che, seppur sintetici, risultano utili a comprendere la direzione dell'analisi.

### 1-Cruciform: metodo NSIF

```
!Ambiente di Pre Processor
/PREP7
!*
!Elemento PLANE 182 con le seguenti Key Options
!3=simple enhanced strain
!2=plane strain
!0=pure displacement
ET,1,PLANE182,3,,2,,0
!*
!Materiale Strutturale
!Modulo Elastico e Coefficiente di Poisson
E=206e3
POI=0.3
!*
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
!Valido per Giunti a Croce
!*
!Parametrizzazione Geometrica
a=13
t=10
b=8
!*
!Posizionamento Keypoints
K,1,0,0,0,
K,2,4*a,0,0,
K,3,4*a,0.5*a,0,
K,4,0.5*t+b,0.5*a,0,
K,5,0.5*t,0.5*a+b,0,
K,6,0.5*t,4*t,0,
K,7,0,4*t,0,
!*
!Linee
LSTR,1,2
LSTR,2,3
LSTR,3,4
LSTR,4,5
LSTR,5,6
```

```

LSTR, 6, 7
LSTR, 7, 1
!*
!WP
WPSTYLE,,,,,,,,1
KWPAVE, 4
CSYS,4
!*
!Keypoints
RC=0.28
!*
K,11,RC,0,0,
wprot,-112.5
K,12,RC,0,0,
wprot,-112.5
K,13,RC,0,0,
!*
!Riposizionamento WP in Global Cartesian
WPCSYS,-1,0
CSYS,0
WPAVE,0,0,0
CSYS,4
!*
CSYS,0
WPSTYLE,,,,,,,,0
!*
!Archi SED
!*
LARC,11,12,4,RC,
!*
LARC,12,13,4,RC,
!*
!Divisione Linee
LSBL,3,8,,DELETE,KEEP
!*
LSBL,4,9,,DELETE,KEEP
!*
!Linea Bisettrice
LSTR, 4, 12
!*
!CERCHIO PICCOLO 0.0001
!*
!WP
WPSTYLE,,,,,,,,1
KWPAVE, 4
CSYS,4
!*
!Keypoints
RSIF=0.0001
!*
K,21,RSIF,0,0,
wprot,-112.5
K,22,RSIF,0,0,
wprot,-112.5
K,23,RSIF,0,0,
!*
!Riposizionamento WP in Global Cartesian
WPCSYS,-1,0

```

```

CSYS,0
WPAVE,0,0,0
CSYS,4
!*
CSYS,0
WPSTYLE,,,,,,,,0
!*
!Archi NSIF
!*
LARC,21,22,4,RSIF,
!*
LARC,22,23,4,RSIF,
!*
!Divisione Linee
LSBL,11,13,,DELETE,KEEP
!*
LSBL,3,14,,DELETE,KEEP
!*
LSBL,4,13,,DELETE,KEEP
!*
!Dimensione Linee Cerchio 0.0001
!*
LESIZE,3,,,5,1,
LESIZE,11,,,5,1,
LESIZE,15,,,5,1,
!*
!Dimensione Archi Cerchio 0.0001
LESIZE,13,,,10,1,
LESIZE,14,,,10,1,
!*
!Dimensione Linee Cerchio 0.28
!*
LESIZE,16,,,50,5E-4,
LESIZE,17,,,50,5E-4,
LESIZE,18,,,50,5E-4,
!*
!Dimensione Archi Cerchio 0.28
!*
LESIZE,8,,,10,1,
LESIZE,9,,,10,1,
!*
!Dimensioni Linee Adiacenti del Giunto
!*
LESIZE,10,0.3,,,0.1,
LESIZE,12,0.2,,,0.1,
!*
!Definisco una coppia di aree per ogni settore circolare speculari alla bisettrice
!*
!Aree Cerchio 0.0001
AL,11,3,14
AL,15,13,3
!*
!Aree Cerchio 0.28
AL,13,16,8,18
AL,14,18,9,17
!*
!Area Giunto
AL,9,8,10,2,1,7,6,5,12

```

```

!*
!CONCENTRATION KEYPOINTS
KSCON,4,2E-5,0,10,1,
!*
!Mesh Free Cerchio R=0.0001
MSHKEY,0
AMESH,1,2,1
!*
!Mesh Mapped Cerchio R=0.28
MSHKEY,1
AMESH,3,4,1
!*
!Mesh Free Giunto
MSHKEY,0
ESIZE,1,0
AMESH,5,,1
!*
!COMMENTI
!ELEMENT NUMBER=2838
!Distanza nodi apice intaglio=2.0000000001E-05
!SYMM BC L7 L1
!PRESS L2 VALUE -1
!SOLVE CURRENT LOAD STEP
!DISPLAY WP
!OFFSET WP TO KEYPOINT 4
!ROT WP -112.5
!LOCAL COORDINATE SYSTEM
!CREATE LOCAL CS
!AT WP ORIGIN
!OPTION FOR OUTPUT
!LOCAL SYSTEM 11
!DEFINE PATH BY NODES
!*
FLST,2,56,1
FITEM,2,1
FITEM,2,17
FITEM,2,18
FITEM,2,19
FITEM,2,20
FITEM,2,7
FITEM,2,156
FITEM,2,155
FITEM,2,154
FITEM,2,153
FITEM,2,152
FITEM,2,151
FITEM,2,150
FITEM,2,149
FITEM,2,148
FITEM,2,147
FITEM,2,146
FITEM,2,145
FITEM,2,144
FITEM,2,143
FITEM,2,142
FITEM,2,141
FITEM,2,140
FITEM,2,139

```



```

FITEM,2,138
FITEM,2,137
FITEM,2,136
FITEM,2,135
FITEM,2,134
FITEM,2,133
FITEM,2,132
FITEM,2,131
FITEM,2,130
FITEM,2,129
FITEM,2,128
FITEM,2,127
FITEM,2,126
FITEM,2,125
FITEM,2,124
FITEM,2,123
FITEM,2,122
FITEM,2,121
FITEM,2,120
FITEM,2,119
FITEM,2,118
FITEM,2,117
FITEM,2,116
FITEM,2,115
FITEM,2,114
FITEM,2,113
FITEM,2,112
FITEM,2,111
FITEM,2,110
FITEM,2,109
FITEM,2,108
FITEM,2,107
!*
PATH,1-NSIF,56,30,1,
PPATH,P51X,1
PATH,STAT
!*
!MAP ONTO PATH SY
!LIST PATH ITEM SY
!SAVE PRPATH 1-Maddox-NSIF

```

### **1-Crucofrm: metodo SED**

```

!Ambiente di Pre Processor
/PREP7
!*
!Elemento PLANE 182 con le seguenti Key Options
!3=simple enhanced strain
!2=plane strain
!0=pure displacement
ET,1,PLANE182,3,,2,,0
!*
!Materiale Strutturale
!Modulo Elastico e Coefficiente di Poisson
E=206e3
POI=0.3
!*
MPTEMP,,,,,
MPTEMP,1,0

```

```

MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
!Valido per Giunti a Croce
!*
!Parametrizzazione Geometrica
a=13
t=10
b=8
!*
!Posizionamento Keypoints
K,1,0,0,0,
K,2,4*a,0,0,
K,3,4*a,0.5*a,0,
K,4,0.5*t+b,0.5*a,0,
K,5,0.5*t,0.5*a+b,0,
K,6,0.5*t,4*t,0,
K,7,0,4*t,0,
!*
!Linee
LSTR, 1, 2
LSTR, 2, 3
LSTR, 3, 4
LSTR, 4, 5
LSTR, 5, 6
LSTR, 6, 7
LSTR, 7, 1
!*
!Creo Settore Circoferenziale 2
!WP
WPSTYLE,,,,,,,,1
KWPAVE, 4
CSYS,4
!*
!Keypoints
R=2
!*
K,11,R,0,0,
wprot,-112.5
K,12,R,0,0,
wprot,-112.5
K,13,R,0,0,
!*
!Riposizionamento WP in Global Cartesian
WPCSYS,-1,0
CSYS,0
WPAVE,0,0,0
CSYS,4
!*
CSYS,0
WPSTYLE,,,,,,,,0
!*
!Archi SED
!*
LARC,11,12,4,R,
!*
LARC,12,13,4,R,
!*

```

```

!Divisione Linee
LSBL,3,8,,DELETE,KEEP
!*
LSBL,4,9,,DELETE,KEEP
!*
!Unione Arco Settore Circolare 2
LCOMB,8,9,0
!*
!Creo Settore Circoferenziale 0.28
!WP
WPSTYLE,,,,,,,,1
KWPAVE, 4
CSYS,4
!*
!Keypoints
RC=0.28
!*
K,21,RC,0,0,
wprot,-112.5
K,22,RC,0,0,
wprot,-112.5
K,23,RC,0,0,
!*
!Riposizionamento WP in Global Cartesian
WPCSYS,-1,0
CSYS,0
WPAVE,0,0,0
CSYS,4
!*
CSYS,0
WPSTYLE,,,,,,,,0
!*
!Archi SED
!*
LARC,21,22,4,RC,
!*
LARC,22,23,4,RC,
!*
!Divisione Linee
LSBL,3,9,,DELETE,KEEP
!*
LSBL,11,4,,DELETE,KEEP
!*
!Unione Arco Settore Circolare SED
LCOMB,9,4,0
!*
!Creazioni Aree
!Area Settore Circolare SED
AL,3,13,4
!*
!Area Settore Circolare 2
AL,4,15,8,14
!*
!Creazione Area Giunto
AL,8,10,2,1,7,6,5,12
!*
!Divisione Area Settore Circolare SED
AESIZE,1,0.04,

```

```

!*
!Divisione Area Settore Circolare 2
!Divisione Archi
LESIZE,4,,20,,,,1
LESIZE,8,,20,,,,1
!*
!Divisione Linee
LESIZE,14,,10,0.2,,,,1
LESIZE,15,,10,0.2,,,,1
!*
!Divisione Area Giunto
AESIZE,3,1,
!*
!COMMENTI
!MESH AREA FREE PICK ALL
!ELEMENT NUMBER=893
!SYMM BC L7 L1
!PRESS L2 VALUE -1
!SOLVE CURRENT LOAD STEP
!SELECT ENTITIES
!AREA SETTORE CIRCOLARE
!ELEMENTS ATTACHED TO AREA
!ELEMENT TABLE DEFINE SENE E VOLU
!SUM OF EACH ITEM
!SAVE SSUM-1-Maddox-SED

1-Cruciform: Peak Stress Method
!Ambiente di Pre Processor
/PREP7
!*
!Elemento PLANE 182 con le seguenti Key Options
!3=simple enhanced strain
!2=plane strain
!0=pure displacement
ET,1,PLANE182,3,,2,,0
!*
!Materiale Strutturale
!Modulo Elastico e Coefficiente di Poisson
E=206e3
POI=0.3
!*
MPTEMP,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
!Valido per Giunti a Croce
!*
!Parametrizzazione Geometrica
a=13
t=10
b=8
!*
!Posizionamento Keypoints
K,1,0,0,0,
K,2,4*a,0,0,
K,3,4*a,0.5*a,0,
K,4,0.5*t+b,0.5*a,0,

```

```

K, 5, 0.5*t, 0.5*a+b, 0,
K, 6, 0.5*t, 4*t, 0,
K, 7, 0, 4*t, 0,
!*
!Linee
LSTR, 1, 2
LSTR, 2, 3
LSTR, 3, 4
LSTR, 4, 5
LSTR, 5, 6
LSTR, 6, 7
LSTR, 7, 1
!*
!COMMENTI
!CREATE AREA PICK ALL LINES
!MESH SIZE
!PLANE 182 4 NODE
!K*FE=1.38
!(a/d)min=3
!a=t
!2t=SPESSORE PIASTRA PRINCIPALE SU ANSYS
!a=13/2=6.5
!d=2
!GLOBAL SIZE=d
!MESH AREA FREE PICK ALL
!2ALPHA=135°
!FE AT NOTCH TIP=2
!NUMBER ELEMENT=156
!SYMM BC L7 L1
!PRESS L2 VALUE -1
!SOLVE CURRENT LOAD STEP
!DISPLAY WP
!OFFSET WP TO KP 4
!WP ROT -112.5
!LOCAL COORDINATE SYSTEM
!CREATE LOCAL CS
!AT WP ORIGIN
!LOCAL CS 11
!OPTION FOR OUTPUT
!LOCAL SYSTEM 11
!QUERY RESULT
!SUBGRID SOLU
!SY PEAK = 1.50669

```

## A.2 Addestramento 3D

Si riportano di seguito i codici APDL relativi alla geometria Ghandi analizzata nel Capitolo 3. Gli script fanno riferimento nell'ordine alle analisi condotte con: elementi cubici a 8 nodi, elementi tetragonali a 4 nodi ed infine elementi tetragonali a 10 nodi.

### A.2.1 Brick-8-node SOLID185

L'analisi del giunto Ghandi con elementi cubici a 8 nodi è stata piuttosto macchinosa, poichè si sono compilati cinque differenti codici APDL da utilizzare nel corretto ordine, tre per ogni lato cordone di saldatura considerato (un codice comune): Brace e Chord. Per rendere più agevole la consultazione si preferisce aggiungere una

numerazione ai codici APDL di seguito.

**Submodel: Chord 1**

```
!Ambiente di pre-processor
/PREP7
!*
!Selezione Elementi
!*
!PLANE 182 -> 1
!BRICK 185 -> 2
!TETRA 4 NODE -> 3
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
ET,1,PLANE182
KEYOPT,1,1,3
KEYOPT,1,3,2
!*
ET,2,SOLID185
KEYOPT,2,2,3
!*
ET,3,SOLID285
!*
ET,4,SOLID187
!*
!Scelta Materiale Acciaio
!*
E=2.06e5
POI=0.3
!*
MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,POI
!*
!Geometria n°1
!*
!Dati Geometria
B=200 !Lato Esterno Chord
T=10 !Spessore Chord
LC=360 !Lunghezza Chord
D=51 !Diametro Esterno Brace
SP=6.3 !Spessore Brace
LB=300 !Lunghezza Brace
Z=6.3 !Cordone di Saldatura
!*
!Submodel
!*
!Definizione Asse Estrusione -> KP 100,101
!*
K,100,0,0,0
K,101,0,Z,0
!*
!Definizione Keypoints Cordone Saldatura
!*
K,1,0.5*D,0,0
K,2,0.5*D+Z,0,0
K,3,0.5*D,Z,0
!*
!Definizione Keypoints Brace
!*
```

```

K,4,0.5*D,2*Z,0
K,5,0.5*D-SP,2*Z,0
K,6,0.5*D-SP,0,0
!*
!Definizione Keypoints Chord
!*
K,7,0.5*D-SP,-T,0
K,8,0.5*D+2*Z,-T,0
K,9,0.5*D+2*Z,0,0
!*
!Definizione Area Piana
!*
A,2,3,4,5,6,7,8,9
!*
!Meshing
!*
!PLANE 182 -> 1
!*
!Trovo a
!Root side a -> l=SP=6.3 z=Z=6.3
!Toe side a -> t=T=10
!Scelgo a=6.3
!Condizione (a/d)=3
!Scelgo Global Element Size d=2
!*
!Scelta Plane 4 nodi
!*
TYPE,1
!*
!Global Element Size d=2
!*
ESIZE,2,
!*
!Free Mesh All Areas
!*
AMESH,ALL
!*
!Meshing
!*
!BRICK 185 -> 2
!*
!Scelta Brick 8 nodi
!*
TYPE, 2
!*
!Opzioni Estrusione
!*
!Quarto di Circonferenza l 49.95
!Divisione in 25 elementi dell'estrusione
!Garantisce una dimensione del lato di 2
!*
EXTOPT,ESIZE,25,0,
!*
!Pulizia PLANE 182 sull'Area
!*
EXTOPT,ACLEAR,1
!*
!Estrusione attorno all'asse -> KP 100,101

```

```

!*
VROTAT,1, , , , , ,100,101,90, ,
!*
!Applicazione Condizioni di Simmetria
!*
DA,1,SYMM
DA,10,SYMM
!*
!Estrazione del File Submodel.node
!*
!Selezione Area Cut Boundary
!*
ASEL,S, , , 4
ASEL,A, , , 6
ASEL,A, , , 8
!*
!Selezione Nodi Cut Boundary
!*
NSLA,S,1
!*
!Creazione File Submodel.node
!*
NWRITE,'Submodel-Chord','node',' ',' ',1
!*
!Selezione di Tutto il Modello
!*
ALLSEL,ALL
!*
!Salvataggio Submodel
!*
SAVE,'Submodel-Chord','db','E:\Federico Simonaggio\'
!*
!Fine Lavoro sul Submodel per ora

```

### **Submodel: Brace 1**

```

!Ambiente di pre-processor
/PREP7
!*
!Selezione Elementi
!*
!PLANE 182 -> 1
!BRICK 185 -> 2
!TETRA 4 NODE -> 3
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
ET,1,PLANE182
KEYOPT,1,1,3
KEYOPT,1,3,2
!*
ET,2,SOLID185
KEYOPT,2,2,3
!*
ET,3,SOLID285
!*
ET,4,SOLID187
!*
!Scelta Materiale Acciaio
!*

```



```

E=2.06e5
POI=0.3
!*
MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,POI
!*
!Geometria n°1
!*
!Dati Geometria
B=200 !Lato Esterno Chord
T=10 !Spessore Chord
LC=360 !Lunghezza Chord
D=51 !Diametro Esterno Brace
SP=6.3 !Spessore Brace
LB=300 !Lunghezza Brace
Z=6.3 !Cordone di Saldatura
!*
!Submodel
!*
!Definizione Asse Estrusione -> KP 100,101
!*
K,100,0,0,0
K,101,0,Z,0
!*
!Definizione Keypoints Cordone Saldatura
!*
K,1,0.5*D,0,0
K,2,0.5*D+Z,0,0
K,3,0.5*D,Z,0
!*
!Definizione Keypoints Brace
!*
K,4,0.5*D,2*Z,0
K,5,0.5*D-SP,2*Z,0
K,6,0.5*D-SP,0,0
!*
!Definizione Keypoints Chord
!*
K,7,0.5*D-SP,-T,0
K,8,0.5*D+2*Z,-T,0
K,9,0.5*D+2*Z,0,0
!*
!Definizione Area Piana
!*
A,2,3,4,5,6,7,8,9
!*
!Meshing
!*
!PLANE 182 -> 1
!*
!Trovo a
!Root side a -> l=SP=6.3 z=Z=6.3
!Toe side a -> t=T=10
!Scelgo a=6.3
!Condizione (a/d)=3
!Scelgo Global Element Size d=2
!*
!Scelta Plane 4 nodi

```

```

!*
TYPE,1
!*
!Global Element Size d=2
!*
ESIZE,2,
!*
!Free Mesh All Areas
!*
AMESH,ALL
!*
!Meshing
!*
!BRICK 185 -> 2
!*
!Scelta Brick 8 nodi
!*
TYPE, 2
!*
!Opzioni Estrusione
!*
!Quarto di Circonferenza 1 45
!Divisione in 23 elementi dell'estrusione
!Garantisce una dimensione del lato di 2
!*
EXTOPT,ESIZE,23,0,
!*
!Pulizia PLANE 182 sull'Area
!*
EXTOPT,ACLEAR,1
!*
!Estrusione attorno all'asse -> KP 100,101
!*
VROTAT,1, , , , ,100,101,90, ,
!*
!Applicazione Condizioni di Simmetria
!*
DA,1,SYMM
DA,10,SYMM
!*
!Estrazione del File Submodel.node
!*
!Selezione Area Cut Boundary
!*
ASEL,S, , , 4
ASEL,A, , , 6
ASEL,A, , , 8
!*
!Selezione Nodi Cut Boundary
!*
NSLA,S,1
!*
!Creazione File Submodel.node
!*
NWRITE,'Submodel-Brace','node',' ',1
!*
!Selezione di Tutto il Modello
!*

```

```

ALLSEL,ALL
!*
!Salvataggio Submodel
!*
SAVE,'Submodel-Brace','db','E:\Federico Simonaggio\'
!*
!Fine Lavoro sul Submodel per ora

```

**Main model: Chord e Brace 2 (codice comune)**

```

!Ambiente di pre-processor
/PREP7
!*
!Selezione Elementi
!*
!PLANE 182 -> 1
!BRICK 185 -> 2
!TETRA 4 NODE -> 3
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
ET,1,PLANE182
KEYOPT,1,1,3
KEYOPT,1,3,2
!*
ET,2,SOLID185
KEYOPT,2,2,3
!*
ET,3,SOLID285
!*
ET,4,SOLID187
!*
!Scelta Materiale Acciaio
!*
E=2.06e5
POI=0.3
!*
MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,POI
!*
!Geometria n°1
!*
!Dati Geometria
B=200 !Lato Esterno Chord
T=10 !Spessore Chord
LC=360 !Lunghezza Chord
D=51 !Diametro Esterno Brace
SP=6.3 !Spessore Brace
LB=300 !Lunghezza Brace anche se vera è 900
Z=6.3 !Cordone di Saldatura
!*
!Cordone di Saldatura -> Volume 1
!*
!Definizione Keypoints -> KP 100,101,102
!*
K,100,0.5*D,0,0
K,101,0.5*D+Z,0,0
K,102,0.5*D,Z,0
!*
!Definizione Area -> Area 1

```

```

!*
A,100,101,102
!*
!Definizione Asse Estrusione -> KP 200,201
!*
K,200,0,0,0
K,201,0,LB,0
!*
!Estrusione 90°
!*
VROTAT,1, , , , , ,200,201,90, ,
!*
!Definito Cordone di Saldatura -> Volume 1
!*
!Brace -> Volume 2
!*
!Posizionamento Working Plane Asse WZ su Y Global
!*
wpro,,-90.000000,
!*
CYLIND,0.5*D,0.5*D-SP,0,LB,0,90,
!*
!Riposizionamento Working Plane Coincidente Global Cartesian
!*
WPCSYS,-1,0
!*
!Definito Brace -> Volume 2
!*
!Chord -> Volume 5
!*
!Volume Esterno -> Volume 3
!*
BLOCK,0,LC,0,-B,0,-0.5*B,
!*
!Volume Interno -> Volume 4
!*
BLOCK,0,LC,0-T,-B+T,0,-0.5*B+T,
!*
!Sottrazione Volumi
!*
VSBV, 3, 4
!*
!Definito Chord -> Volume 5
!*
!Unione Volumi
!*
VADD,1,2,5
!*
!Volumi Presenti -> Volume 3
!*
!Meshing
!*
!Main Model
!*
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
!Scelta Tetra 10 nodi
!*

```

```

TYPE,4
!*
!Global Element Size d=5
!*
ESIZE,5,
!*
!Free Mesh All Volumes
!*
VMESH,ALL
!*
!Applicazione Carichi e Vincoli
!*
!Condizioni di Simmetria
!*
!Cordone di Saldatura
!*
DA,1,SYMM
DA,5,SYMM
!*
!Brace
!*
DA,17,SYMM
DA,19,SYMM
!*
!Chord
!*
DA,28,SYMM
DA,24,SYMM
DA,23,SYMM
!*
!Condizioni di Incastro
!*
DA,27,ALL,
!*
!Pressione Unitaria 1 MPa
!*
SFA,7,,PRES,-1
!*
!Ambiente della Soluzione
!*
/SOLU
!*
!Partenza della Soluzione
!*
SOLVE
!*
!Ambiente di Post Processo
!*
/POST1
!*
!Creazione File Submodel.cbdo
!*
CBDOF,'Submodel-Chord','node',' ','Submodel-Chord','cbdo',' ',0, ,0
!*
CBDOF,'Submodel-Brace','node',' ','Submodel-Brace','cbdo',' ',0, ,0
!*
!Salvataggio Mainmodel
!*

```

```
SAVE,'Mainmodel','db','E:\Federico Simonaggio\  
!*  
!Fine Lavoro sul Mainmodel
```

### **Submodel: Chord 3**

```
!Riapertura il File Submodel.db  
!*  
RESUME,'Submodel-Chord','db','E:\Federico Simonaggio\','0,0  
!*  
!Ambiente di Preprocessor  
!*  
/PREP7  
!*  
!Lettura File Submodel.cbdo  
!*  
/INPUT,'Submodel-Chord','cbdo','E:\Federico Simonaggio\','0  
!*  
!Ambiente della Soluzione  
!*  
/SOLU  
!*  
!Partenza della Soluzione  
!*  
SOLVE
```

### **Submodel: Brace 3**

```
!Riapertura il File Submodel.db  
!*  
RESUME,'Submodel-Brace','db','E:\Federico Simonaggio\','0,0  
!*  
!Ambiente di Preprocessor  
!*  
/PREP7  
!*  
!Lettura File Submodel.cbdo  
!*  
/INPUT,'Submodel-Brace','cbdo','E:\Federico Simonaggio\','0  
!*  
!Ambiente della Soluzione  
!*  
/SOLU  
!*  
!Partenza della Soluzione  
!*  
SOLVE
```

Infine si riportano i codici APDL utilizzati per estrarre le tensioni di picco, rispettivamente lato Chord e Brace. É di fondamentale importanza che tali script siano attivati direttamente all'interno dell'ambiente Mechanical®, tramite il comando “read input from” e non semplicemente incollati nella “command bar”, altrimenti non funzionano.

### **Ciclo DO: Chord**

```
!Estrapolazione Risultati  
!*  
!Opzione FULL GRAPHICS  
!*  
/GRAPHICS,FULL  
!*
```

```

!Toe Lato Chord -> Linea 17
!*
TOE-LINEA=17
!*
!Conteggio nodi
!*
!Ambiente Preprocessor
!*
/PREP7
!*
!Selezione Linea Toe
!*
LSEL,S,,,TOE-LINEA
!*
!Selezione Nodi Toe
!*
NSLL,S,1
!*
!Selezione Nodi Esterni all'Elemento (Necessario Solo Per Tetra 10)
!*
NSLE,R,CORNER
!*
!Ricava Numeri Nodi e Memorizza in un Array
!*
*VGET,Node-Toe,NODE,,NLIST
!*
!Calcola la Dimensione dell'Array Node-Toe
!*
*GET,L-Node-Toe,PARM,Node-Toe,DIM,1
!*
!Mostra solo Messaggi di Errore
!*
/UIS,MSGPOP,3
!*
!Imposta Numero Massimo di Errori (Necessario perchè non si fermi l'analisi)
!*
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Definisco Array per la Coordinata Phi dei Nodi (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-Phi,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo I (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-SigmaYY,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo II (Array Vuoto)
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*DIM,Node-Toe-TauYX,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYZ -> Modo III (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-TauYZ,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Ambiente di Post Processing
!*
/POST1

```

```

!*
!Ciclo Do per Estrazione delle Tensioni
!*
*DO,j,1,L-Node-Toe
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con Asse Y di Rotazione
!*
CSYS,5
!*
!Ricava la Coordinata Phi (Z) del Nodo j-esimo
!*
*GET,Node-Toe-Phi(j),NODE,Node-Toe(j),LOC,Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Working Plane nell'Origine
!*
WPAVE,0,0,0
!*
!Definizione Posizione Working Plane
!*
WPCSYS,-1,0
!*
!Rotazione Working Plane per Z Tangente Linea Toe
!*
wprot,0,0,Node-Toe-Phi(j)
!*
!Rotazione Working Plane per X Bisettriche Cricca
!*
wprot,-(360-135)/2
!*
!Posiziona Working Plane nel Nodo j-esimo
!*
NWPAVE,Node-Toe(j)
!*
!Creazione Sistema di Riferimento Locale Cilindrico
!*
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale
!*
CSYS,11,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale per Output Risultati
!*
RSYS,11
!*
!Inserimento della Tensione SYY nell'Array -> Modo I
!*
*GET,Node-Toe-SigmaYY(j),NODE,Node-Toe(j),S,Y
!*
!Inserimento della Tensione SYX nell'Array -> Modo II
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*GET,Node-Toe-TauYX(j),NODE,Node-Toe(j),S,XY
!*

```



```

!Inserimento della Tensione SYZ nell'Array -> Modo III
!*
*GET,Node-Toe-TauYZ(j),NODE,Node-Toe(j),S,YZ
!*
!Calcellazione del Sistema di Riferimento Locale (il ciclo successivo verrà
ricreato)
!*
CSDELE,11, ,1,
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Conclusione del Ciclo DO
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona l'Intero Modello
!*
ALLSEL,ALL
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Scrittura File Risultati
!*
!Creazione File
!*
*CFOPEN,'PSM-Brick-Chord','txt','APPEND
!*
!Titolo
!*
*VWRITE,'Toe'
(' ',A8)
!*
!Colonne
!*
*VWRITE,'Phi','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Inserimento dati
!*
*VWRITE,Node-Toe-Phi(1),Node-Toe-SigmaYY(1),Node-Toe-TauYX(1),Node-Toe-TauYZ(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiudi il File
!*
*CFCLOS

```

### Ciclo DO: Brace

```
!Estrapolazione Risultati
!*
!Opzione FULL GRAPHICS
!*
/GRAPHICS,FULL
!*
!Toe Lato Brace -> Linea 18
!*
TOE-LINEA=18
!*
!Conteggio nodi
!*
!Ambiente Preprocessor
!*
/PREP7
!*
!Selezione Linea Toe
!*
LSEL,S,,,TOE-LINEA
!*
!Selezione Nodi Toe
!*
NSLL,S,1
!*
!Selezione Nodi Esterni all'Elemento (Necessario Solo Per Tetra 10)
!*
NSLE,R,CORNER
!*
!Ricava Numeri Nodi e Memorizza in un Array
!*
*VGET,Node-Toe,NODE,,NLIST
!*
!Calcola la Dimensione dell'Array Node-Toe
!*
*GET,L-Node-Toe,PARM,Node-Toe,DIM,1
!*
!Mostra solo Messaggi di Errore
!*
/UIS,MSGPOP,3
!*
!Imposta Numero Massimo di Errori (Necessario perchè non si fermi l'analisi)
!*
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Definisco Array per la Coordinata Phi dei Nodi (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-Phi,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYY -> Modo I (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-SigmaYY,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo II (Array Vuoto)
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*DIM,Node-Toe-TauYX,ARRAY,L-Node-Toe
!*
```

```

!Definisco Array per le Tensioni SYZ -> Modo III (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-TauYZ,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Ambiente di Post Processing
!*
/POST1
!*
!Ciclo Do per Estrazione delle Tensioni
!*
*DO,j,1,L-Node-Toe
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con Asse Y di Rotazione
!*
CSYS,5
!*
!Ricava la Coordinata Phi (Z) del Nodo j-esimo
!*
*GET,Node-Toe-Phi(j),NODE,Node-Toe(j),LOC,Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Working Plane nell'Origine
!*
WPAVE,0,0,0
!*
!Definizione Posizione Working Plane
!*
WPCSYS,-1,0
!*
!Rotazione Working Plane per Z Tangente Linea Toe
!*
wprot,0,0,Node-Toe-Phi(j)
!*
!Rotazione Working Plane per X Bisettriche Cricca
!*
wprot,112.5+90
!*
!Posiziona Working Plane nel Nodo j-esimo
!*
NWPAVE,Node-Toe(j)
!*
!Creazione Sistema di Riferimento Locale Cilindrico
!*
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale
!*
CSYS,11,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale per Output Risultati
!*
RSYS,11
!*
!Inserimento della Tensione SYY nell'Array -> Modo I
!*

```

```

*GET,Node-Toe-SigmaYY(j),NODE,Node-Toe(j),S,Y
!*
!Inserimento della Tensione SYX nell'Array -> Modo II
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*GET,Node-Toe-TauYX(j),NODE,Node-Toe(j),S,XY
!*
!Inserimento della Tensione SYZ nell'Array -> Modo III
!*
*GET,Node-Toe-TauYZ(j),NODE,Node-Toe(j),S,YZ
!*
!Cancellazione del Sistema di Riferimento Locale (il ciclo successivo verrà
ricreato)
!*
CSDELE,11, ,1,
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Conclusione del Ciclo DO
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona l'Intero Modello
!*
ALLSEL,ALL
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Scrittura File Risultati
!*
!Creazione File
!*
*CFOPEN,'PSM-Brick-Brace','txt','APPEND
!*
!Titolo
!*
*VWRITE,'Toe'
(' ',A8)
!*
!Colonne
!*
*VWRITE,'Phi','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Inserimento dati
!*

```

```

*VWRITE,Node-Toe-Phi(1),Node-Toe-SigmaYY(1),Node-Toe-TauYX(1),Node-Toe-TauYZ(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiudi il File
!*
*CFCLOS

```

## A.2.2 Tetra-4-node SOLID285 e Tetra-10-node SOLID187

Si riportano di seguito i codici APDL relativi alle analisi del giunto Ghandi svolte con gli elementi tetragonali a 4 e 10 nodi rispettivamente. In coda si aggiungono gli script utilizzati per l'estrazione delle tensioni di picco, si noti che tali codici possono essere utilizzati per entrambe le analisi. Analogamente al caso precedente anche questi ultimi due script devono essere attivati tramite il comando "read input from".

### Tetra-4-node

```

!Ambiente di pre-processor
/PREP7
!*
!Selezione Elementi
!*
!PLANE 182 -> 1
!BRICK 185 -> 2
!TETRA 4 NODE -> 3
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
ET,1,PLANE182
KEYOPT,1,1,3
KEYOPT,1,3,2
!*
ET,2,SOLID185
KEYOPT,2,2,3
!*
ET,3,SOLID285
!*
ET,4,SOLID187
!*
!Scelta Materiale Acciaio
!*
E=2.06e5
POI=0.3
!*
MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,POI
!*
!Geometria n°1
!*
!Dati Geometria
B=200 !Lato Esterno Chord
T=10 !Spessore Chord
LC=360 !Lunghezza Chord
D=51 !Diametro Esterno Brace
SP=6.3 !Spessore Brace
LB=300 !Lunghezza Brace anche se vera è 900
Z=6.3 !Cordone di Saldatura
!*
!Cordone di Saldatura -> Volume 1

```

```

!*
!Definizione Keypoints -> KP 100,101,102
!*
K,100,0.5*D,0,0
K,101,0.5*D+Z,0,0
K,102,0.5*D,Z,0
!*
!Definizione Area -> Area 1
!*
A,100,101,102
!*
!Definizione Asse Estrusione -> KP 200,201
!*
K,200,0,0,0
K,201,0,LB,0
!*
!Estrusione 90°
!*
VROTAT,1, , , , ,200,201,90, ,
!*
!Definito Cordone di Saldatura -> Volume 1
!*
!Brace -> Volume 2
!*
!Posizionamento Working Plane Asse WZ su Y Global
!*
wpro,, -90.000000,
!*
CYLIND,0.5*D,0.5*D-SP,0,LB,0,90,
!*
!Riposizionamento Working Plane Coincidente Global Cartesian
!*
WPCSYS,-1,0
!*
!Definito Brace -> Volume 2
!*
!Chord -> Volume 5
!*
!Volume Esterno -> Volume 3
!*
BLOCK,0,LC,0,-B,0,-0.5*B,
!*
!Volume Interno -> Volume 4
!*
BLOCK,0,LC,0-T,-B+T,0,-0.5*B+T,
!*
!Sottrazione Volumi
!*
VSBV, 3, 4
!*
!Definito Chord -> Volume 5
!*
!Unione Volumi
!*
VADD,1,2,5
!*
!Volumi Presenti -> Volume 3
!*

```

```

!Meshing
!*
!TETRA 4 NODE -> 3
!*
!Trovo a
!Root side a -> l=SP=6.3 z=Z=6.3
!Toe side a -> t=T=10
!Scelgo a=6.3
!Condizione (a/d)=3
!Scelgo Global Element Size d=2
!*
!Scelta Tetra 4 nodi
!*
TYPE,3
!*
!Global Element Size d=2
!*
ESIZE,2,
!*
!Free Mesh All Volumes
!*
VMESH,ALL
!*
!Applicazione Carichi e Vincoli
!*
!Condizioni di Simmetria
!*
!Cordone di Saldatura
!*
DA,1,SYMM
DA,5,SYMM
!*
!Brace
!*
DA,17,SYMM
DA,19,SYMM
!*
!Chord
!*
DA,28,SYMM
DA,24,SYMM
DA,23,SYMM
!*
!Condizioni di Incastro
!*
DA,27,ALL,
!*
!Pressione Unitaria 1 MPa
!*
SFA,7,,PRES,-1
!*
!Ambiente della Soluzione
!*
/SOLU
!*
!Partenza della Soluzione
!*
SOLVE

```

### Tetra-10-node

```
!Ambiente di pre-processor
/PREP7
!*
!Selezione Elementi
!*
!PLANE 182 -> 1
!BRICK 185 -> 2
!TETRA 4 NODE -> 3
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
ET,1,PLANE182
KEYOPT,1,1,3
KEYOPT,1,3,2
!*
ET,2,SOLID185
KEYOPT,2,2,3
!*
ET,3,SOLID285
!*
ET,4,SOLID187
!*
!Scelta Materiale Acciaio
!*
E=2.06e5
POI=0.3
!*
MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,POI
!*
!Geometria n°1
!*
!Dati Geometria
B=200 !Lato Esterno Chord
T=10 !Spessore Chord
LC=360 !Lunghezza Chord
D=51 !Diametro Esterno Brace
SP=6.3 !Spessore Brace
LB=300 !Lunghezza Brace anche se vera è 900
Z=6.3 !Cordone di Saldatura
!*
!Cordone di Saldatura -> Volume 1
!*
!Definizione Keypoints -> KP 100,101,102
!*
K,100,0.5*D,0,0
K,101,0.5*D+Z,0,0
K,102,0.5*D,Z,0
!*
!Definizione Area -> Area 1
!*
A,100,101,102
!*
!Definizione Asse Estrusione -> KP 200,201
!*
K,200,0,0,0
K,201,0,LB,0
```



```

!*
!Estrusione 90°
!*
VROTAT,1, , , , , ,200,201,90, ,
!*
!Definito Cordone di Saldatura -> Volume 1
!*
!Brace -> Volume 2
!*
!Posizionamento Working Plane Asse WZ su Y Global
!*
wpro,, -90.000000,
!*
CYLIND,0.5*D,0.5*D-SP,0,LB,0,90,
!*
!Riposizionamento Working Plane Coincidente Global Cartesian
!*
WPCSYS,-1,0
!*
!Definito Brace -> Volume 2
!*
!Chord -> Volume 5
!*
!Volume Esterno -> Volume 3
!*
BLOCK,0,LC,0,-B,0,-0.5*B,
!*
!Volume Interno -> Volume 4
!*
BLOCK,0,LC,0-T,-B+T,0,-0.5*B+T,
!*
!Sottrazione Volumi
!*
VSBV, 3, 4
!*
!Definito Chord -> Volume 5
!*
!Unione Volumi
!*
VADD,1,2,5
!*
!Volumi Presenti -> Volume 3
!*
!Meshing
!*
!TETRA 10 NODE -> 4
!*
!Trovo a
!Root side a -> l=SP=6.3 z=Z=6.3
!Toe side a -> t=T=10
!Scelgo a=6.3
!Condizione (a/d)=1 2alpha=135°
!Scelgo Global Element Size d=5
!*
!Scelta Tetra 10 nodi
!*
TYPE,4
!*

```

```

!Global Element Size d=5
!*
ESIZE,5,
!*
!Free Mesh All Volumes
!*
VMESH,ALL
!*
!Applicazione Carichi e Vincoli
!*
!Condizioni di Simmetria
!*
!Cordone di Saldatura
!*
DA,1,SYMM
DA,5,SYMM
!*
!Brace
!*
DA,17,SYMM
DA,19,SYMM
!*
!Chord
!*
DA,28,SYMM
DA,24,SYMM
DA,23,SYMM
!*
!Condizioni di Incastro
!*
DA,27,ALL,
!*
!Pressione Unitaria 1 MPa
!*
SFA,7,,PRES,-1
!*
!Ambiente della Soluzione
!*
/SOLU
!*
!Partenza della Soluzione
!*
SOLVE

```

### **Ciclo DO: Chord**

```

!Estrapolazione Risultati
!*
!Opzione FULL GRAPHICS
!*
/GRAPHICS,FULL
!*
!Toe Lato Chord -> Linea 8
!*
TOE-LINEA=8
!*
!Conteggio nodi
!*
!Ambiente Preprocessor

```

```

!*
/PREP7
!*
!Selezione Linea Toe
!*
LSEL,S,,,TOE-LINEA
!*
!Selezione Nodi Toe
!*
NSLL,S,1
!*
!Selezione Nodi Esterni all'Elemento (Necessario Solo Per Tetra 10)
!*
NSLE,R,CORNER
!*
!Ricava Numeri Nodi e Memorizza in un Array
!*
*VGET,Node-Toe,NODE,,NLIST
!*
!Calcola la Dimensione dell'Array Node-Toe
!*
*GET,L-Node-Toe,PARM,Node-Toe,DIM,1
!*
!Mostra solo Messaggi di Errore
!*
/UIS,MSGPOP,3
!*
!Imposta Numero Massimo di Errori (Necessario perchè non si fermi l'analisi)
!*
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Definisco Array per la Coordinata Phi dei Nodi (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-Phi,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo I (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-SigmaYY,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo II (Array Vuoto)
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*DIM,Node-Toe-TauYX,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYZ -> Modo III (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-TauYZ,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Ambiente di Post Processing
!*
/POST1
!*
!Ciclo Do per Estrazione delle Tensioni
!*
*DO,j,1,L-Node-Toe
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con Asse Y di Rotazione
!*

```

```

CSYS,5
!*
!Ricava la Coordinata Phi (Z) del Nodo j-esimo
!*
*GET,Node-Toe-Phi(j),NODE,Node-Toe(j),LOC,Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Working Plane nell'Origine
!*
WPAVE,0,0,0
!*
!Definizione Posizione Working Plane
!*
WPCSYS,-1,0
!*
!Rotazione Working Plane per Z Tangente Linea Toe
!*
wprot,0,0,Node-Toe-Phi(j)
!*
!Rotazione Working Plane per X Bisettriche Cricca
!*
wprot,-(360-135)/2
!*
!Posiziona Working Plane nel Nodo j-esimo
!*
NWPAVE,Node-Toe(j)
!*
!Creazione Sistema di Riferimento Locale Cilindrico
!*
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale
!*
CSYS,11,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale per Output Risultati
!*
RSYS,11
!*
!Inserimento della Tensione SYX nell'Array -> Modo I
!*
*GET,Node-Toe-SigmaYY(j),NODE,Node-Toe(j),S,Y
!*
!Inserimento della Tensione SYX nell'Array -> Modo II
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*GET,Node-Toe-TauYX(j),NODE,Node-Toe(j),S,XY
!*
!Inserimento della Tensione SYZ nell'Array -> Modo III
!*
*GET,Node-Toe-TauYZ(j),NODE,Node-Toe(j),S,YZ
!*
!Calcellazione del Sistema di Riferimento Locale (il ciclo successivo verrà
ricreato)
!*

```

```

CSDELE,11, ,1,
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Conclusione del Ciclo DO
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona l'Intero Modello
!*
ALLSEL,ALL
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Scrittura File Risultati
!*
!Creazione File
!*
*CFOPEN,'PSM-Tetra-Chord','txt','APPEND
!*
!Titolo
!*
*VWRITE,'Toe'
(' ',A8)
!*
!Colonne
!*
*VWRITE,'Phi','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Inserimento dati
!*
*VWRITE,Node-Toe-Phi(1),Node-Toe-SigmaYY(1),Node-Toe-TauYX(1),Node-Toe-TauYZ(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiudi il File
!*
*CFCLOS

Ciclo DO: Brace
!Estrapolazione Risultati
!*
!Opzione FULL GRAPHICS
!*
/GRAPHICS,FULL
!*

```

```

!Toe Lato Brace -> Linea 9
!*
TOE-LINEA=9
!*
!Conteggio nodi
/PREP7
!*
!Selezione Linea Toe
!*
LSEL,S,,,TOE-LINEA
!*
!Selezione Nodi Toe
!*
NSLL,S,1
!*
!Selezione Nodi Esterni all'Elemento (Necessario Solo Per Tetra 10)
!*
NSLE,R,CORNER
!*
!Ricava Numeri Nodi e Memorizza in un Array
!*
*VGET,Node-Toe,NODE,,NLIST
!*
!Calcola la Dimensione dell'Array Node-Toe
!*
*GET,L-Node-Toe,PARM,Node-Toe,DIM,1
!*
!Mostra solo Messaggi di Errore
!*
/UIS,MSGPOP,3
!*
!Imposta Numero Massimo di Errori (Necessario perchè non si fermi l'analisi)
!*
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Definisco Array per la Coordinata Phi dei Nodi (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-Phi,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo I (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-SigmaYY,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYX -> Modo II (Array Vuoto)
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*DIM,Node-Toe-TauYX,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Definisco Array per le Tensioni SYZ -> Modo III (Array Vuoto)
!*
*DIM,Node-Toe-TauYZ,ARRAY,L-Node-Toe
!*
!Ambiente di Post Processing
!*
/POST1
!*
!Ciclo Do per Estrazione delle Tensioni
!*

```

```

*DO, j, 1, L-Node-Toe
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con Asse Y di Rotazione
!*
CSYS, 5
!*
!Ricava la Coordinata Phi (Z) del Nodo j-esimo
!*
*GET, Node-Toe-Phi (j), NODE, Node-Toe (j), LOC, Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
!*
CSYS, 0
!*
!Working Plane nell'Origine
!*
WPAVE, 0, 0, 0
!*
!Definizione Posizione Working Plane
!*
WPCSYS, -1, 0
!*
!Rotazione Working Plane per Z Tangente Linea Toe
!*
wprot, 0, 0, Node-Toe-Phi (j)
!*
!Rotazione Working Plane per X Bisettriche Cricca
!*
wprot, 112.5+90
!*
!Posiziona Working Plane nel Nodo j-esimo
!*
NWPAVE, Node-Toe (j)
!*
!Creazione Sistema di Riferimento Locale Cilindrico
!*
CSWPLA, 11, 1, 1, 1,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale
!*
CSYS, 11,
!*
!Attivazione Sistema di Riferimento Locale per Output Risultati
!*
RSYS, 11
!*
!Inserimento della Tensione SYX nell'Array -> Modo I
!*
*GET, Node-Toe-SigmaYY (j), NODE, Node-Toe (j), S, Y
!*
!Inserimento della Tensione SYX nell'Array -> Modo II
!Modo II non singolare 2alpha=135°
!*
!*GET, Node-Toe-TauYX (j), NODE, Node-Toe (j), S, XY
!*
!Inserimento della Tensione SYZ nell'Array -> Modo III
!*
*GET, Node-Toe-TauYZ (j), NODE, Node-Toe (j), S, YZ

```

```

!*
!Calcellazione del Sistema di Riferimento Locale (il ciclo successivo verrà
ricreato)
!*
CSDELE,11, ,1,
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Conclusione del Ciclo DO
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona l'Intero Modello
!*
ALLSEL,ALL
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano
!*
CSYS,0
!*
!Attivazione del Sistema Globale Cartesiano per Output Risultati
!*
RSYS,0
!*
!Scrittura File Risultati
!*
!Creazione File
!*
*CFOPEN,'PSM-Tetra-Brace','txt'„APPEND
!*
!Titolo
!*
*VWRITE,'Toe'
(' ',A8)
!*
!Colonne
!*
*VWRITE,'Phi','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Inserimento dati
!*
*VWRITE,Node-Toe-Phi(1),Node-Toe-SigmaYY(1),Node-Toe-TauYX(1),Node-Toe-TauYZ(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiudi il File
!*
*CFCLOS

```



# APPENDICE B: Guide all'uso di Ansys per analisi strutturali

Tale appendice ha lo scopo di presentare, nella maniera più chiara ed esaustiva possibile, i principali passaggi da compiere al fine di svolgere una corretta analisi strutturale di un giunto saldato, nei due ambienti FEM di progettazione utilizzati nel corso di questa Tesi: Ansys® Mechanical APDL e Ansys® Workbench. Non solo, si propone uno sguardo a tutto tondo delle analisi svolte, talvolta spaziando nell'uso di altri software quali SolidWorks® e Microsoft Excel® utilizzati rispettivamente durante la modellazione geometrica dei giunti saldati e la rielaborazione dei risultati delle analisi svolte in Mechanical APDL. Più nel dettaglio, si limita la presente esposizione al solo uso dell'elemento finito Tetra-10-node (SOLID 187 nella libreria Ansys®), quindi ad analisi tridimensionali.

## B.1 Guida all'uso di Ansys Mechanical APDL per analisi strutturali con il Peak Stress Method

Questa guida fa riferimento alla versione software Ansys® Mechanical APDL 2020 R2. Nei seguenti paragrafi, si propongono le linee guida seguite per svolgere correttamente l'analisi strutturale di un giunto saldato utilizzando il Peak Stress Method.

### B.1.1 Element type & Material

#### Element Type

Seguendo il percorso

Preprocessor → Element Type → Add/Edit/Delete  
si apre la finestra rappresentata in Figura B.1.

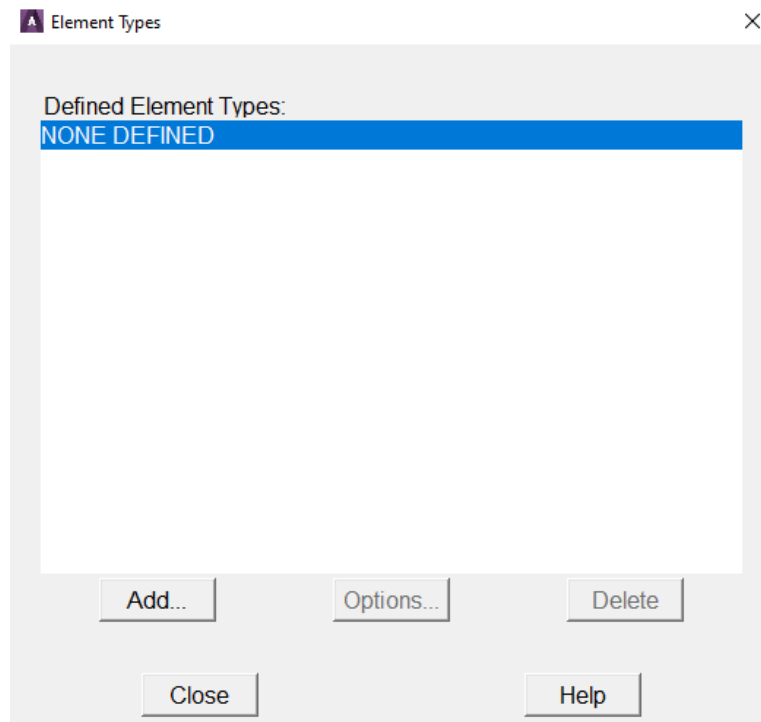


Figura B.1: Finestra “Element Types” in Mechanical APDL.

In tale finestra, cliccando il pulsante `Add . . .` si apre la finestra in Figura B.2, ove è possibile selezionare il tipo di elemento finito per l'analisi (in questo caso un elemento tetraedrico a 10 nodi, SOLID 187 nella libreria Ansys®).

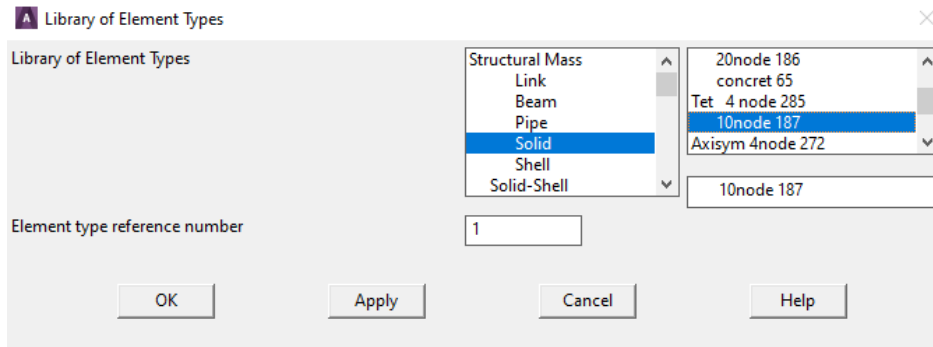


Figura B.2: Finestra “Library of Element Types” in Mechanical APDL.

Non è necessario modificare alcuna key-option dell'elemento selezionato per questa analisi. In ogni caso, per modificare il comportamento dell'elemento finito prelevato basta cliccare sul pulsante `Options . . .` di Figura B.1.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all'operazione appena descritta risulta

```
/PREP7
ET,1,SOLID187
```

## Material

Seguendo il percorso

Preprocessor → Material Props → Material Models  
 si apre la finestra rappresentata in Figura B.3.

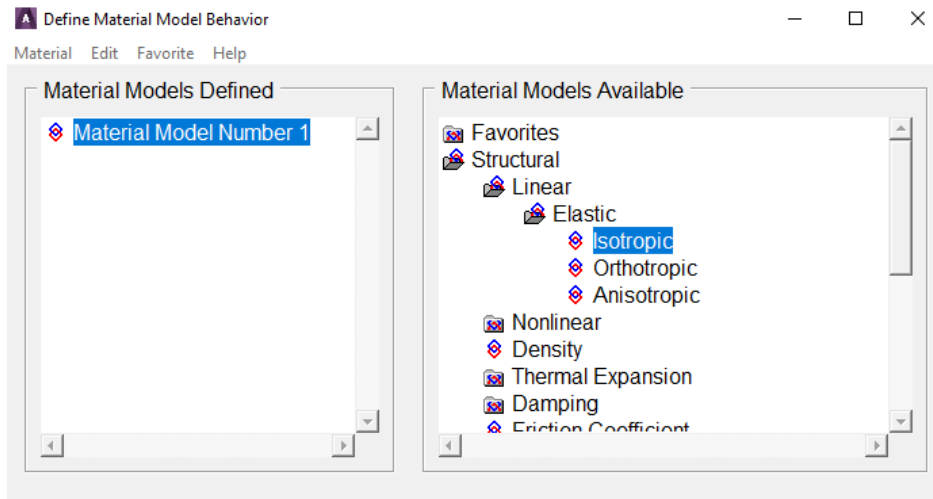


Figura B.3: Finestra “Define Material Model Behavior” in Mechanical APDL.

In tale finestra, aprendo il menù a tendina

Structural → Linear → Elastic → Isotropic

si apre la finestra in Figura B.4, ove è possibile inserire il modulo di Young (EX) ed il coefficiente di Poisson (PRXY) del materiale a comportamento isotropo lineare elastico desiderato.

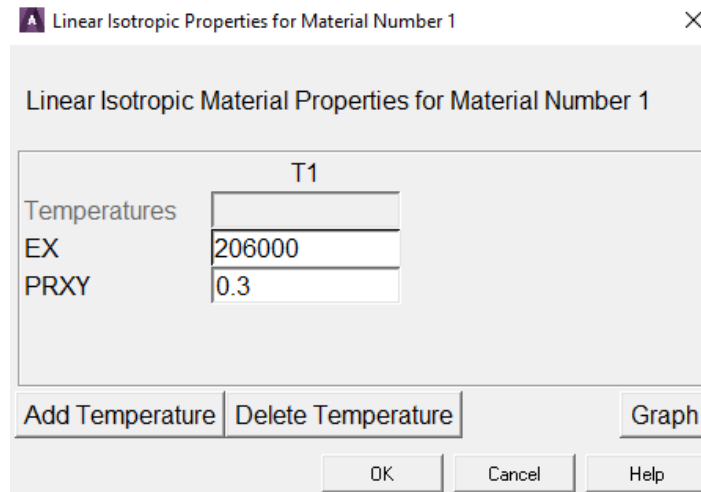


Figura B.4: Finestra “Linear Isotropic Properties for Material Number 1” in Mechanical APDL.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta

```

/PREP7
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
E=206000
MPDATA,EX,1,,E
POI=0.3
MPDATA,PRXY,1,,POI

```

### B.1.2 Importazione della geometria da SolidWorks

Modellata la geometria all’interno di SolidWorks®, è necessario salvare il file in un formato compatibile con Mechanical APDL. In questo lavoro di Tesi si sono utilizzati principalmente due formati:

- IGES con estensione .igs;
- Parasolid con estensioni .x\_t, .x\_b.

#### Importazione IGES

Seguendo il percorso

File → Import → IGES...

si apre la finestra in Figura B.5, ove è possibile modificare alcune opzioni di importazione attraverso le spunte, quali:

MERGE eliminare i keypoints coincidenti;

SOLID creare automaticamente un volume solido a partire dalle superfici (quando possibile);

SMALL eliminare le aree molto piccole.

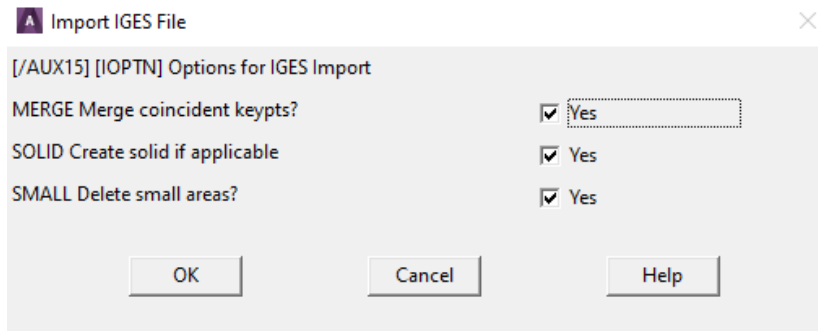


Figura B.5: Finestra “Import IGES File” in Mechanical APDL (1).

In tale finestra, cliccando sul pulsante OK, si accede alla finestra in Figura B.6.

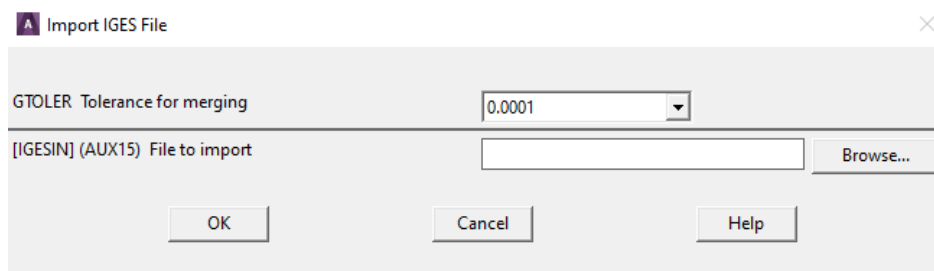


Figura B.6: Finestra “Import IGES File” in Mechanical APDL (2).

Si consiglia scegliere il parametro `GTOLER` minore possibile. Cliccando sul pulsante `Browse...`, si apre l’esplora risorse di Microsoft Windows® attraverso cui si può cercare e selezionare il file `.igs` della geometria da analizzare.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta

```
IOPTN,IGES,SMOOTH
IOPTN,MERGE,YES
IOPTN,SOLID,YES
IOPTN,SMALL,YES
IOPTN,GTOLER,0.0001
IGESIN,'Nome_File','IGS','Percorso_Cartella_File'
```

### Importazione Parasolid

Seguendo il percorso

File → Import → PARA...

si apre la finestra rappresentata in Figura B.7, attraverso cui è possibile navigare all’interno del PC e selezionare il file `.x_t` della geometria da analizzare.

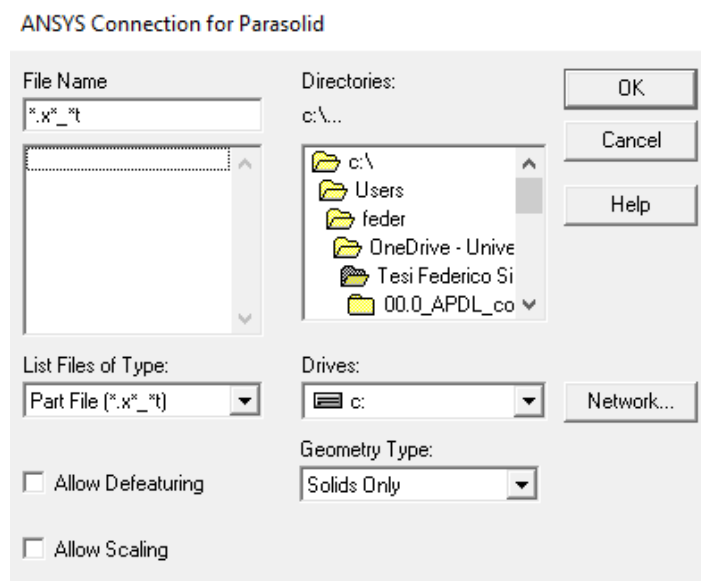


Figura B.7: Finestra “ANSYS Connection for Parasolid” in Mechanical APDL.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta  
`~PARAIN,'Nome_File','x*_t','.\Percorso_Cartella_File\',SOLIDS,0,0`

### B.1.3 Mesh secondo il Peak Stress Method

Per quanto riguarda le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, si rimanda al Capitolo 1, ove è stata svolta una trattazione dettagliata su come ricavare “Global Element Size” da impostare all’interno di Mechanical APDL. Nel caso sia necessario un ulteriore approfondimento, si rimanda alla review più aggiornata sul Peak Stress Method [33].

Supposta nota la dimensione media globale da impostare, seguendo il percorso  
 Preprocessor → Meshing → Size Cntrls → Manual Size → Global → Size  
 si apre la finestra in Figura B.8, ove il parametro SIZE corrisponde alla “Global Element Size”.

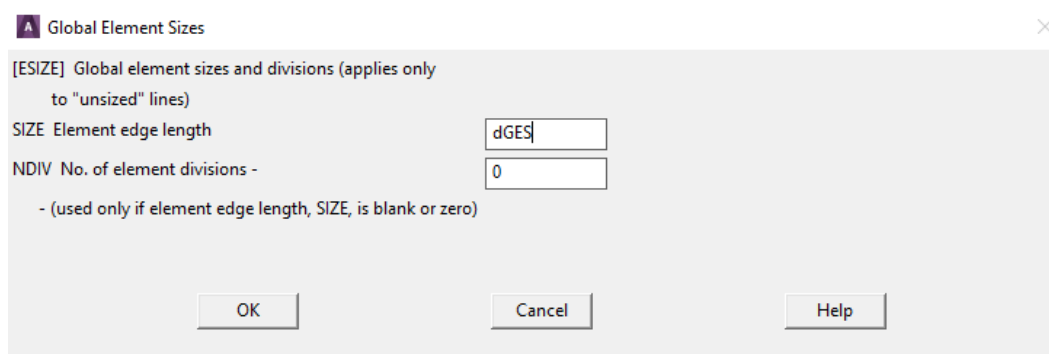


Figura B.8: Finestra “Global Element Sizes” in Mechanical APDL.

Si ricorda che Mechanical APDL non conserva le unità di misura dei parametri, quindi è compito dell’utente inserire i dati in modo che vi sia coerenza tra le unità di misura dei parametri in input ed output. Se, ad esempio, si volessero le tensioni in output in  $[MPa]$ , allora si dovrebbero inserire i valori delle forze in  $[N]$  e le lunghezze in  $[mm]$ .

Infine, seguendo il percorso  
 Preprocessor → Meshing → Mesh → Volumes → Free  
 è possibile selezionare il volume obiettivo su cui costruire la mesh, permettendo al software di utilizzare l’algoritmo “Meshing Free”.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all'operazione appena descritta risulta

```
/PREP7  
dGES = Global Element Size  
ESIZE,dGES,0  
MSHKEY,0 !Meshing Free  
ID_Volume = Volume Number  
VMESH,ID_Volume !Mesh Volume
```

#### B.1.4 Applicazione di carichi e vincoli

Volendo condurre una trattazione più generale possibile, non si è definita alcuna geometria di riferimento in questa guida. Si propongono, di seguito, le condizioni di vincolo e carico maggiormente utilizzate nel corso di questo lavoro, accompagnate dal corrispondente comando in linguaggio ADPL.

##### Vincoli di Simmetria e Antimetria

Il percorso

Preprocessor → Loads → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → Symmetry B.C. (oppure → Antisymm B.C.) → On Areas  
permette di selezionare le aree interessate dal vincolo di simmetria (oppure antimetria).

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all'operazione appena descritta risulta

```
/PREP7  
ID_Area = Area Number  
DA, ID_Area, SYMM !(or ASYM)
```

##### Vincolo di Incastro o allo Spostamento

Il percorso

Preprocessor → Loads → Define Loads → Apply → Structural → Displacement → On Areas

permette di selezionare le aree interessate dal vincolo. Completata la selezione, si aprirà la finestra in Figura B.9.

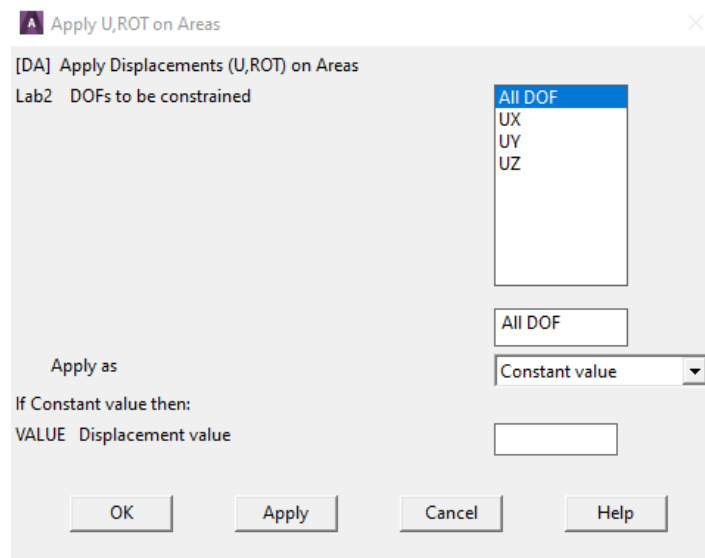


Figura B.9: Finestra “Apply U,ROT on Areas” in Mechanical APDL.

Selezionando ALL DOF è possibile vincolare tutti i gradi di libertà dell'area, ovvero imporre la condizione di incastro, oppure sopprimere un solo G.d.L. (UX, UY, UZ) per volta.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all'operazione appena descritta risulta  
/PREP7  
ID\_Area = Area Number  
DA, ID\_Area, ALL !(or UX, UY, UZ)

### Carico di Trazione

Il percorso

Preprocessor → Loads → Define Loads → Apply → Structural → Pressure → On Areas

permette di selezionare le aree soggette a carico di trazione. Completata la selezione, si aprirà la finestra in Figura B.10.

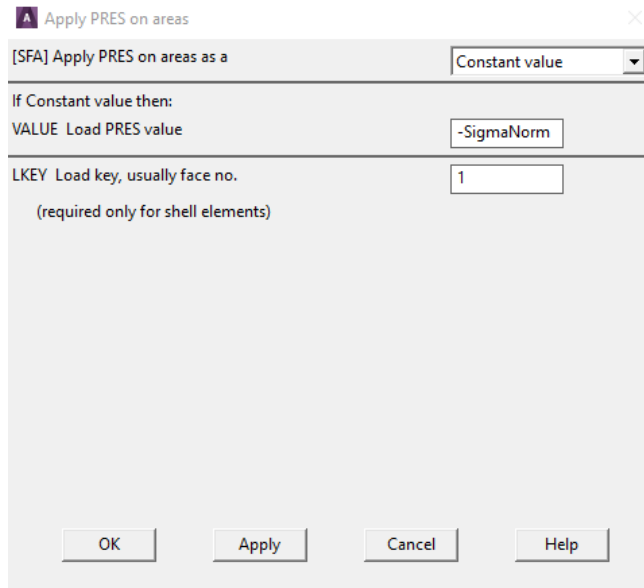


Figura B.10: Finestra “Apply PRES in areas” in Mechanical APDL.

Risulta fondamentale inserire un valore negativo in input sulla casella VALUE PRES, altrimenti il carico applicato sarà di compressione.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all'operazione appena descritta risulta  
/PREP7

```
ID_Area = Area Number  
SigmaNorm = Traction Value  
SFA, ID_Area, 1, PRES, -SigmaNorm
```

### Carico con Forza Puntuale

Il percorso

Preprocessor → Loads → Define Loads → Apply → Structural → Force/Moment → On Keypoints

permette di selezionare i keypoints ove applicare la forza puntuale. Completata la selezione, si aprirà la finestra in Figura B.11.

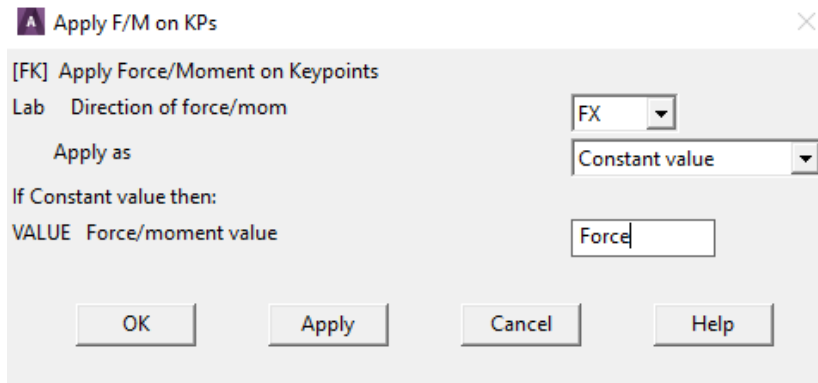


Figura B.11: Finestra “Apply F/M on KPs” in Mechanical APDL.

In tale finestra, nella casella `Lab` è possibile scegliere la direzione di applicazione della forza ( $F_X$ ,  $F_Y$ ,  $F_Z$ ) e nella casella `VALUE` il valore desiderato della forza.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta

```
/PREP7
ID_KP = Keypoint Number
Force = Force Value FK, ID_KP, FX, Force !(or FY, FZ)
```

Si ricorda ancora una volta di prestare attenzione alla coerenza dimensionale dei parametri inseriti.

### B.1.5 Solution

Concluse le operazioni in ambiente di `Preprocessor`, è possibile lanciare l’analisi in ambiente `Solution` seguendo il percorso

```
Solution → Solve → Current LS
```

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta

```
/SOL
SOLVE
```

### B.1.6 Estrapolazione dei risultati

Risolto il modello, la prima operazione da compiere per stimare correttamente i risultati è attivare la visualizzazione completa di modello e risultati.

Cliccando sul comando `POWRGRPH`, presente nella “Toolbar”, si apre la finestra in Figura B.12. In tale finestra occorre scegliere l’opzione `OFF`.

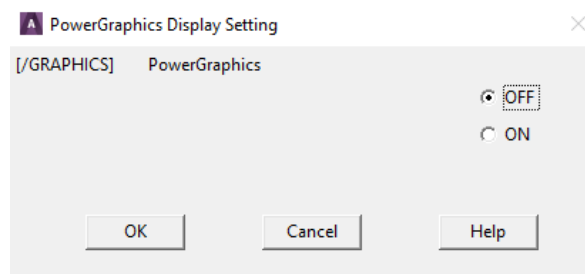


Figura B.12: Finestra “PowerGraphics Display Setting” in Mechanical APDL.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta

```
/GRAPHICS, FULL
```

Per estrapolare le tensioni di picco, è necessario creare un sistema di riferimento locale cilindrico correttamente orientato nodo per nodo. Riguardo l’orientazione del sistema di riferimento locale si rimanda alla review più



aggiornata sul Peak Stress Method [33].

Per la generazione del sistema di riferimento locale si suggerisce la procedura esposta di seguito.

- Posizionare il Working Plane nel nodo i-esimo seguendo il percorso  
WorkPlane → Offset WP to → Nodes +
- Orientare il Working Plane grazie ai comandi disponibili seguendo il percorso  
WorkPlane → Offset WP by Increments...
- Creare un sistema di riferimento cilindrico locale centrato sull'origine del Working Plane.  
Seguendo il percorso  
WorkPlane → Local Coordinate Systems → Create Local CS → At WP Origin...  
si apre la finestra in Figura B.13, ove occorre impostare la casella KCS su Cylindrical 1.

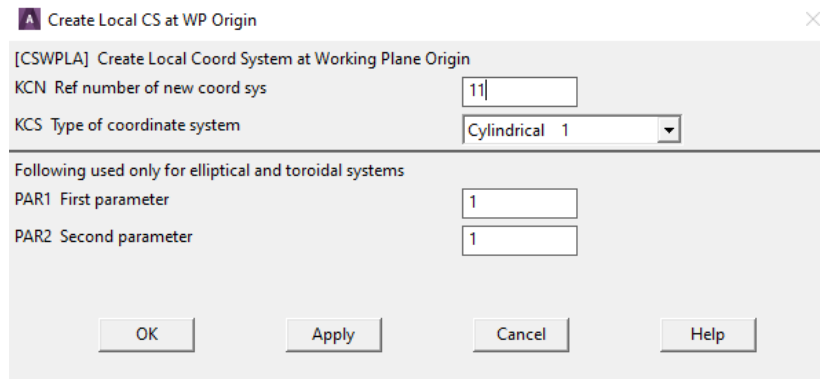


Figura B.13: Finestra “Create Local CS at WP Origin” in Mechanical APDL.

I comandi in linguaggio APDL corrispondenti alle operazioni appena descritte risultano

```
ID_Node = Node Number
```

```
NWPAVE, ID_Node
```

```
wprotA, ROTZ, ROTX, ROTY !Rotation about axis (right hand rule)
```

```
CSWPLA, 11, 1, 1, 1
```

Prima di estrarre le tensioni di picco, bisogna impostare il sistema locale come sistema per la valutazione dei risultati. Seguendo il percorso

General PostProc → Option for Outp

si apre la finestra in Figura B.14, ove è necessario scegliere Local system nella casella RSYS ed indicare sotto numero identificativo del sistema locale impostato in Figura B.13 (nell'esempio n. 11).

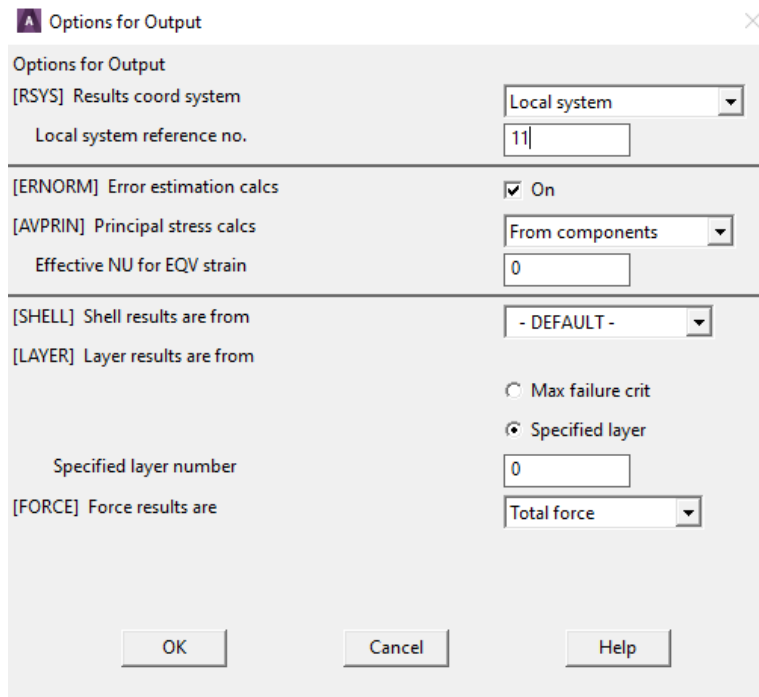


Figura B.14: Finestra “Option for Output” in Mechanical APDL.

Il comando in linguaggio APDL corrispondente all’operazione appena descritta risulta  
 /POST1  
 RSYS, 11

Infine, è possibile valutare le tensioni di picco grazie al Query Results, seguendo il percorso  
 General PostProc → Query Results → Nodal Solu  
 si apre la finestra in Figura B.15. In tale finestra è possibile valutare le tensioni  $S_X$ ,  $S_Y$  e  $S_{YZ}$  corrispondenti

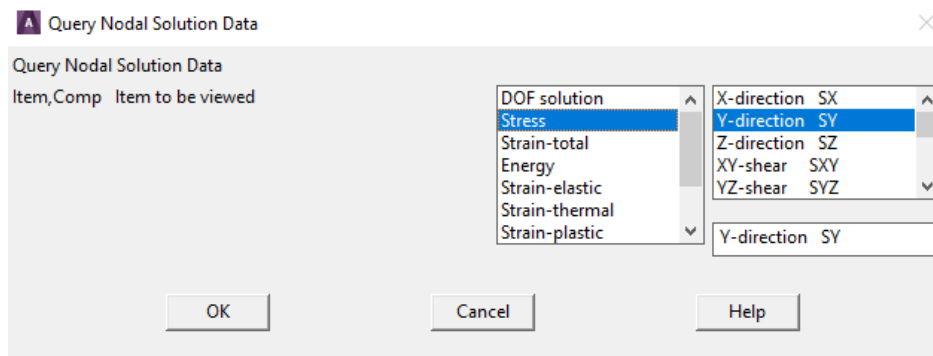


Figura B.15: Finestra “Query Nodal Solution Data” in Mechanical APDL.

rispettivamente ai modi I, II e III di sollecitazione dell’intaglio.

### B.1.7 Rielaborazione dei risultati su Excel

Estrate le tensioni di picco, è necessario calcolare la tensione equivalente di picco, implementando le formule di cui si è discusso al Capitolo 1. Tali passaggi risultano banali nel caso di angoli di apertura ( $2\alpha$ ) costanti, quindi si riserva una trattazione più esaustiva e completa del caso più generale possibile all’Appendice F.

## B.2 Guida all'uso di Ansys Workbench per analisi strutturali con il Peak Stress Method

Questa guida fa riferimento alla versione software Ansys® Workbench 2020 R2. Nei seguenti paragrafi, si propongono le linee guida seguite per svolgere correttamente l'analisi strutturale di un giunto saldato utilizzando il Peak Stress Method.

Per iniziare un'analisi strutturale in Ansys® Workbench è necessario trascinare con il mouse, dal menù a tendina Analysis System a sinistra in Figura B.16, la voce Static Structural sulla parte a destra, denominata Project Schematic.

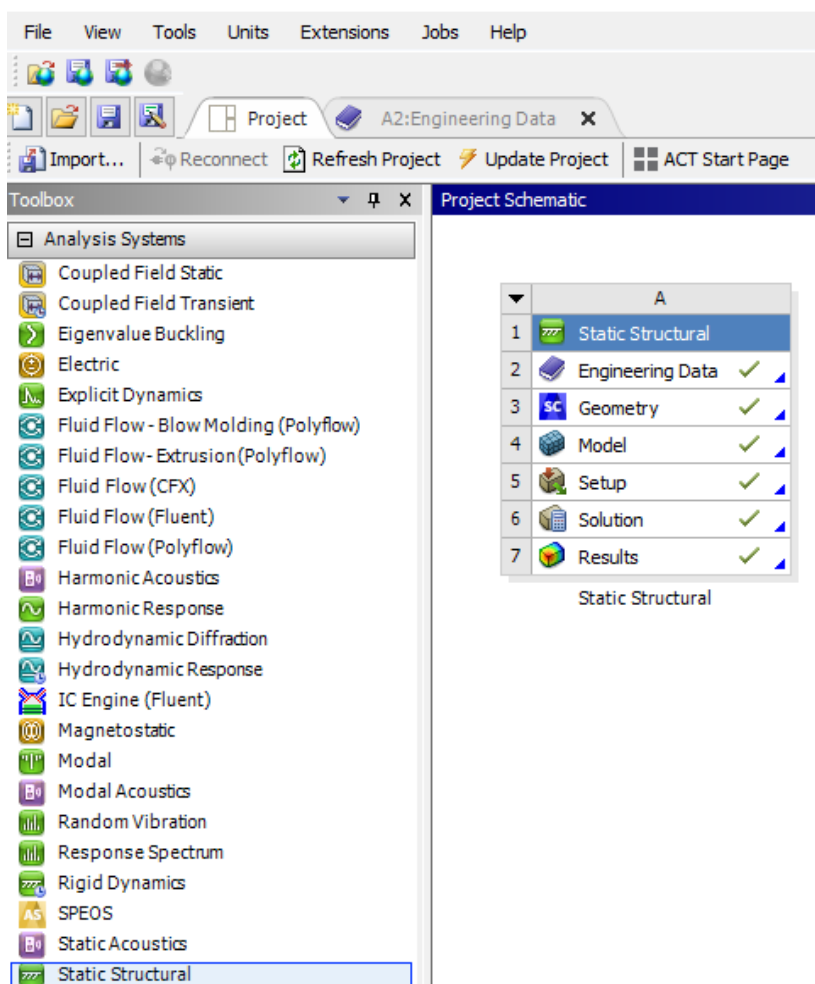


Figura B.16: Schermata iniziale di Ansys® Workbench con analisi strutturale.

### B.2.1 Engineering Data

In Figura B.16, cliccando sulla riga 2 Engineering Data si apre la scheda "A2: Engineering Data" in Figura B.17. In tale scheda, è possibile impostare le caratteristiche del materiale dell'analisi. In particolare, nella sezione Outline of Schematic A2: Engineering Data è possibile scegliere tra una libreria di materiali predefiniti, mentre sottostante, nella sezione si può specificare nel dettaglio il comportamento del materiale: si evidenziano nel dettaglio le righe 8 e 9 corrispondenti rispettivamente al modulo di Young e al coefficiente di Poisson.

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Structural Steel	Ger	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material			
Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7850	kg m^-3	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2.06E+05	MPa	
9	Poisson's Ratio	0.3		
10	Bulk Modulus	1.7167E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7.9231E+10	Pa	
12	Strain-Life Parameters			
20	S-N Curve	Tabular		
24	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Figura B.17: Scheda “Engineering Data” in Ansys® Workbench.

## B.2.2 Geometry

In Figura B.16, cliccando sulla riga 3 *Geometry* è possibile aprire SpaceClaim. Il percorso `File → Open`

permette di importare una geometria modellata al di fuori di SpaceClaim. Per una corretta importazione si consiglia fortemente l'utilizzo del formato `.STEP`.

SpaceClaim risulta un software molto potente, non tanto per quanto riguarda la modellazione di una geometria da zero, ma per la possibilità di attuare un gran numero di piccole correzioni al modello in maniera estremamente semplice.

Merita menzione il comando `Share`, all'interno della scheda `Workbench`, che permette di condividere una superficie adiacente a due volumi contigui.

## B.2.3 Model

In Figura B.16, cliccando sulla riga 4 *Model* si apre l'ambiente Mechanical di Ansys® Workbench. In tale ambiente, sulla sinistra si trova lo schema ad albero in Figura B.18.

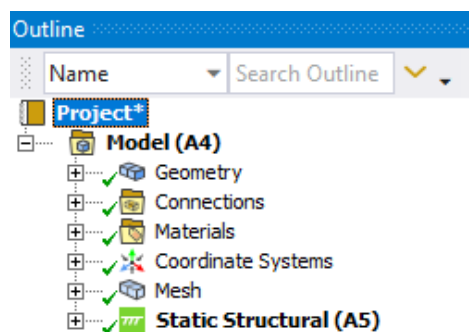


Figura B.18: Schema ad albero dell'analisi in Ansys Mechanical Enterprise.

Mechanical spesso impone in automatico dei contatti tra i volumi coinvolti nell'analisi, quindi è buona norma controllare che non abbia imposto contatti di tipo “Bonded”. Quest’ultimi, nei casi peggiori, possono invalidare completamente l’analisi “chiudendo” le radici cordone da analizzare. Per giungere ai contatti, basta seguire il percorso

`Model (A4) → Connections → Contacts`

## Mesh secondo Peak Stress Method

Per quanto riguarda le condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, si rimanda ancora una volta al Capitolo 1. Nel caso siano necessari ulteriori approfondimenti, si consiglia la review più aggiornata sul Peak Stress Method [33].

Nello schema ad albero in Figura B.18, seguendo il percorso

Model (A4) → Mesh

si possono visualizzare i dettagli della voce Mesh, in Figura B.19, e aprire la scheda omonima in alto in Figura B.20.

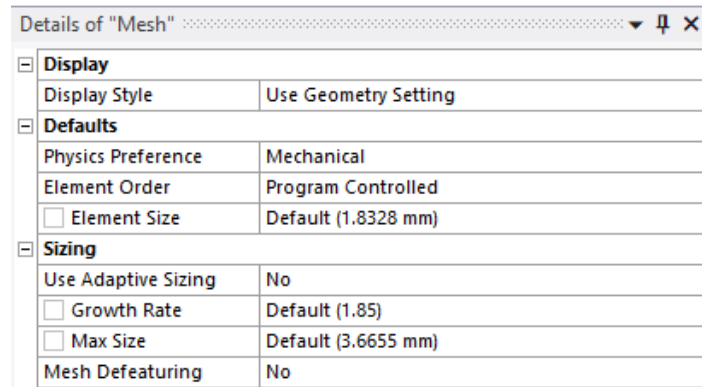


Figura B.19: Scheda dettagli "Mesh" in Ansys Mechanical Enterprise.

Nella scheda dettagli in Figura B.19 è necessario disattivare due opzioni, rispettivamente Use Adaptive Size e Mesh Defeaturing, impostando quindi entrambe su No.

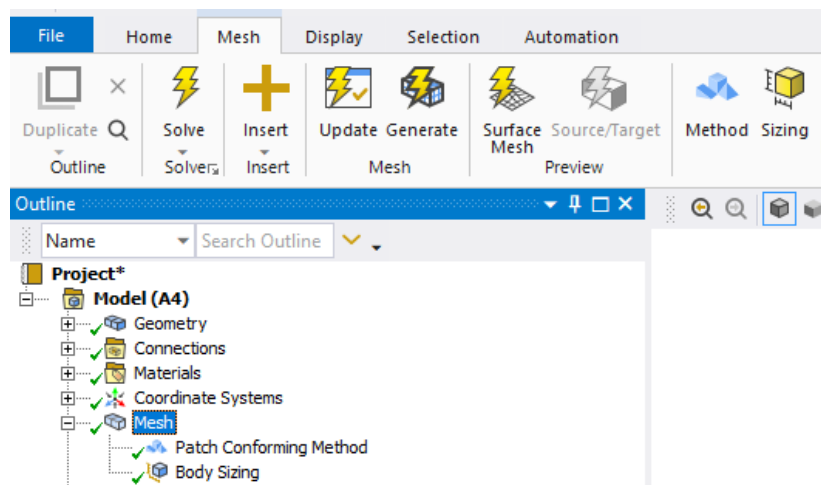


Figura B.20: Scheda Mesh in Ansys Mechanical Enterprise.

Nella scheda in Figura B.20 si possono cliccare i pulsanti Method e Sizing per aprire le schede nelle Figure B.21 e B.22, ove specificare le opzioni di generazione della mesh.

Nella scheda dettagli in Figura B.21 si può scegliere il tipo di elemento da utilizzare. Gli elementi tetragonali a 10 nodi oggetto dell'analisi corrispondono ad impostare le voci Method su Tetrahedrons e Element Order su Quadratic.

Details of "Patch Conforming Method" - Method	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Method	Tetrahedrons
Algorithm	Patch Conforming
Element Order	Quadratic

Figura B.21: Scheda dettagli "Method" in Ansys Mechanical Enterprise.

Nella scheda dettagli in Figura B.22 si può impostare la dimensione media di elemento della mesh alla voce Element Size.

Details of "Body Sizing" - Sizing	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	5.0 mm
<b>Advanced</b>	

Figura B.22: Scheda dettagli "Sizing" in Ansys Mechanical Enterprise.

Impostati i parametri appena discussi, è possibile generare la mesh cliccando il pulsante Generate in Figura B.20.

## B.2.4 Static Structural

Nello schema ad albero in Figura B.18, seguendo il percorso Model (A4) → Static Structural (A5) è possibile accedere alla scheda Environment in Figura B.23.

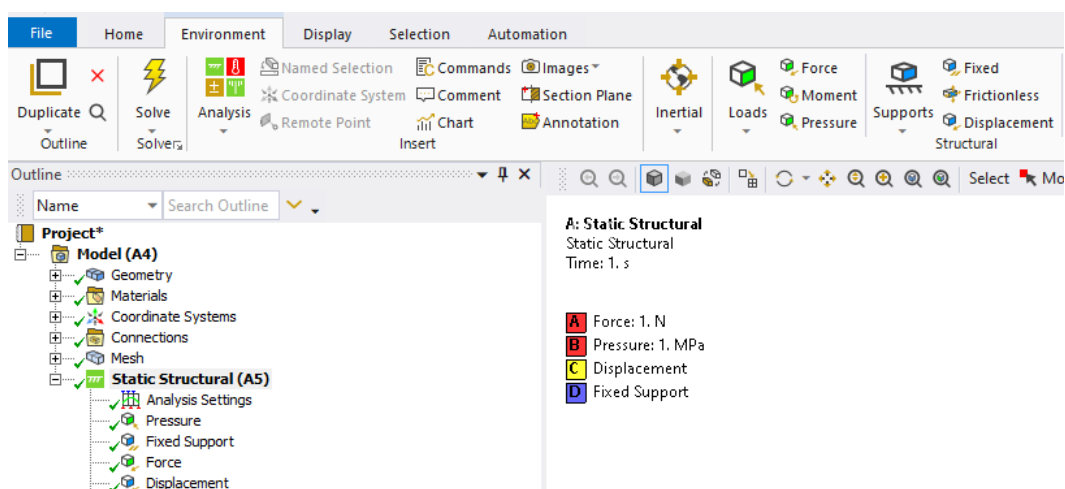
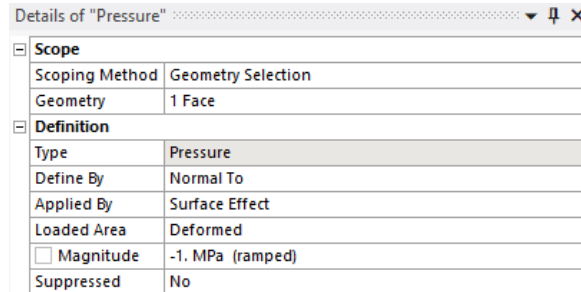


Figura B.23: Scheda Environment in Ansys Mechanical Enterprise.

In tale scheda, è possibile impostare le condizioni di carico desiderate. Si propongono di seguito i comandi maggiormente utilizzati nel corso di questo lavoro.

## Pressure

Cliccando il pulsante `Pressure`, nella scheda in Figura B.23, si accede alla scheda dettagli in Figura B.24. In tale scheda dettagli, si può selezionare la superficie d'applicazione del carico distribuito sotto la voce `Geometry`, mentre impostando la voce `Define By` su `Normal To` ed un valore negativo su `Magnitude`, è possibile simulare un carico di trazione (altrimenti compressione).

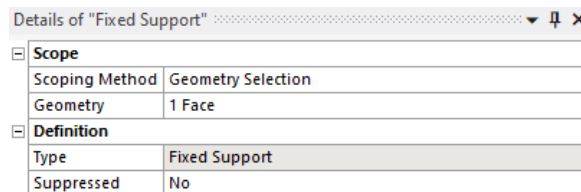


Details of "Pressure"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
<b>Definition</b>	
Type	Pressure
Define By	Normal To
Applied By	Surface Effect
Loaded Area	Deformed
<input type="checkbox"/> Magnitude	-1. MPa (ramped)
Suppressed	No

Figura B.24: Scheda dettagli "Pressure" in Ansys Mechanical Enterprise.

## Fixed Support

Cliccando il pulsante `Fixed`, nella scheda in Figura B.23, si accede alla scheda dettagli in Figura B.25. In tale scheda dettagli, è sufficiente selezionare la faccia interessata dal vincolo d'incastro sotto la voce `Geometry`.

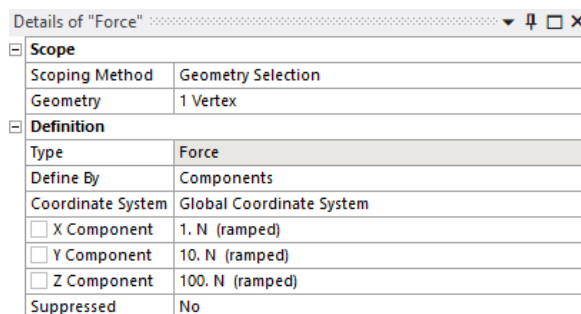


Details of "Fixed Support"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
<b>Definition</b>	
Type	Fixed Support
Suppressed	No

Figura B.25: Scheda dettagli "Fixed Support" in Ansys Mechanical Enterprise.

## Force

Cliccando il pulsante `Force`, nella scheda in Figura B.23, si accede alla scheda dettagli in Figura B.26. In tale scheda dettagli, è possibile selezionare il punto d'applicazione della forza concentrata sotto la voce `Geometry`, mentre impostando la voce `Define by` su `Components` si possono scegliere le componenti della forza lungo i tre assi X, Y, Z.

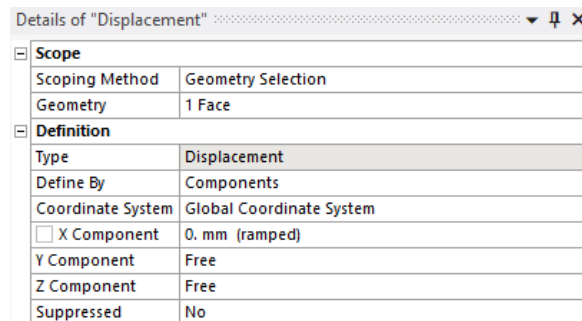


Details of "Force"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Vertex
<b>Definition</b>	
Type	Force
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	1. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	10. N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	100. N (ramped)
Suppressed	No

Figura B.26: Scheda dettagli "Force" in Ansys Mechanical Enterprise.

## Displacement

Cliccando il pulsante `Displacement`, nella scheda in Figura B.23, si accede alla scheda dettagli in Figura B.27. In tale scheda dettagli, si possono limitare i gradi di libertà di superfici, spigoli o vertici selezionando le entità geometriche sotto la voce `Geometry`. Tale comando risulta piuttosto potente, infatti permette non solo di imporre vincoli generici allo spostamento, ma anche condizioni di simmetria e antimetria impostando correttamente i valori lungo le direzioni X, Y, Z.



Details of "Displacement"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
<b>Definition</b>	
Type	Displacement
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. mm (ramped)
Y Component	Free
Z Component	Free
Suppressed	No

Figura B.27: Scheda dettagli "Displacement" in Ansys Mechanical Enterprise.

## B.2.5 Solution

All'interno dell'ambiente Ansys Mechanical Enterprise, seguendo il percorso `Model (A4) → Static Structural (A5) → Solution (A6)` si accede alla scheda `Solution` in alto in Figura B.28.

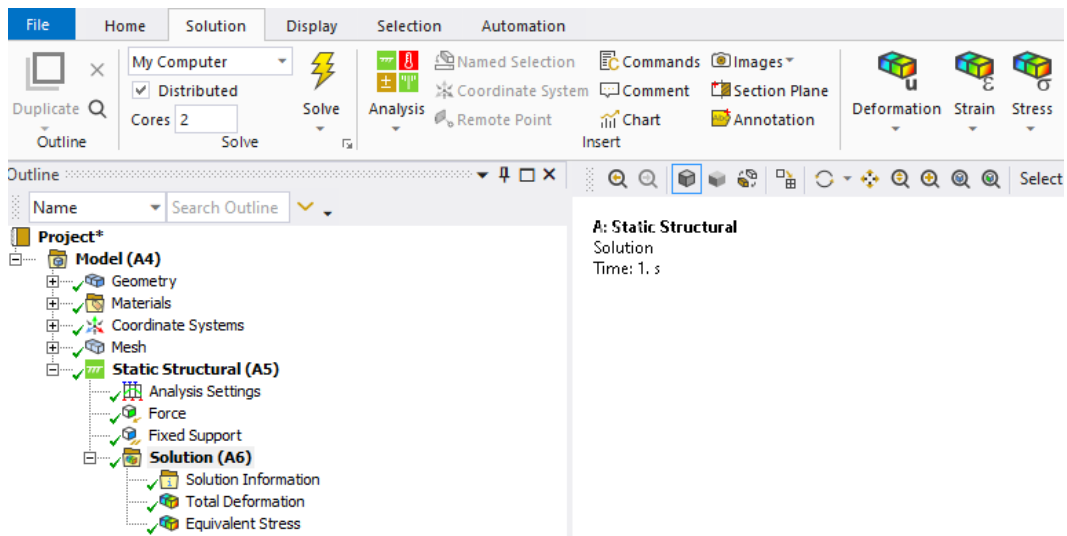


Figura B.28: Scheda `Solution` in Ansys Mechanical Enterprise.

Impostata l'analisi, è possibile far calcolare al software la soluzione cliccando il pulsante con il fulmine `Solve` in alto in Figura B.28.

Nonostante il modello risolto, i risultati non sono immediatamente disponibili all'utente, ma devono essere richiesti e valutati.

## Total Deformation

Un primo risultato sempre utile da valutare è la deformata qualitativa del modello. Aprendo il menù a tendina con il pulsante `Deformation`, in alto in Figura B.28, si ritrova la voce `Total`. Cliccandola apparirà una nuova voce (`Total Deformation`) sullo schema ad albero, tuttavia inizialmente non avrà la spunta verde come in Figura B.28, ma un piccolo fulmine giallo, indice che il risultato non è stato valutato. Per valutare il



risultato, bisogna cliccare con il tasto destro del mouse su `Total Deformation`, poi scegliere `Evaluate All Results`, così comparirà la spunta verde accanto al risultato.

### Equivalent Stress

Seguendo una procedura analoga al caso precedente, è possibile valutare la tensione equivalente di von Mises. Aprendo il menù a tendina con il pulsante `Stress`, in alto in Figura B.28, si ritrova la voce `Equivalent (von-Mises)`. Anche in questo caso, una volta apparsa la voce `Equivalent Stress` nello schema ad albero, dovrà essere valutato il risultato prima di poterlo visualizzare.

### B.2.6 Utilizzo di App ACT PSM

L'App ACT PSM è un'estensione all'interno dell'ambiente Workbench, per poterla utilizzare, di conseguenza, è necessario attivarla. Cliccando sul pulsante `ACT Start Page` nella schermata iniziale di Ansys Workbench in alto in Figura B.29, si può accedere all'omonima pagina.

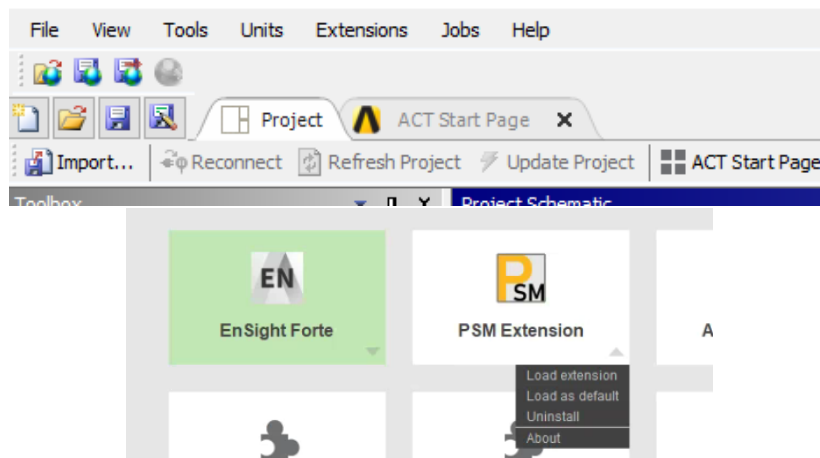


Figura B.29: Zoom del pulsante `ACT Start Page` nella schermata iniziale di Workbench e pagina `ACT Start Page` da cui è possibile attivare l'App ACT PSM.

Cliccando sul pulsante `Manage Extensions` si accede alla schermata in basso in Figura B.29. In tale schermata è possibile caricare l'estensione App ACT PSM cliccando sul triangolino in basso a destra dell'icona dell'applicazione, poi scegliendo l'opzione `Load extension`, l'icona dell'estensione si colorerà di verde una volta caricata correttamente. Per non dover ripetere ogni volta tale passaggio, si può scegliere l'opzione `Load as default`, così l'estensione verrà caricata ad ogni avvio di Ansys Workbench.

Entrando in Ansys Mechanical Enterprise, si può notare la comparsa di una nuova scheda nominata `PSM App` presentata in Figura B.30, dalla quale, cliccando sul pulsante `Start PSM App`, è possibile avviare l'interfaccia dell'applicazione.

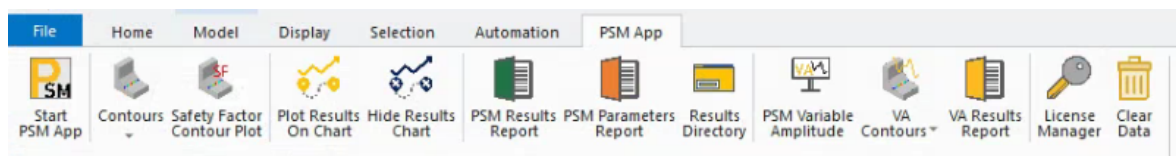


Figura B.30: Scheda `PSM App` all'interno di Ansys Mechanical Enterprise.

Avviata l'applicazione, si apre la finestra in Figura B.31, che rappresenta l'interfaccia grafica dell'App ACT PSM. Come si può vedere, l'analista viene guidato da una lista numerata di passaggi che in seguito verranno commentati.

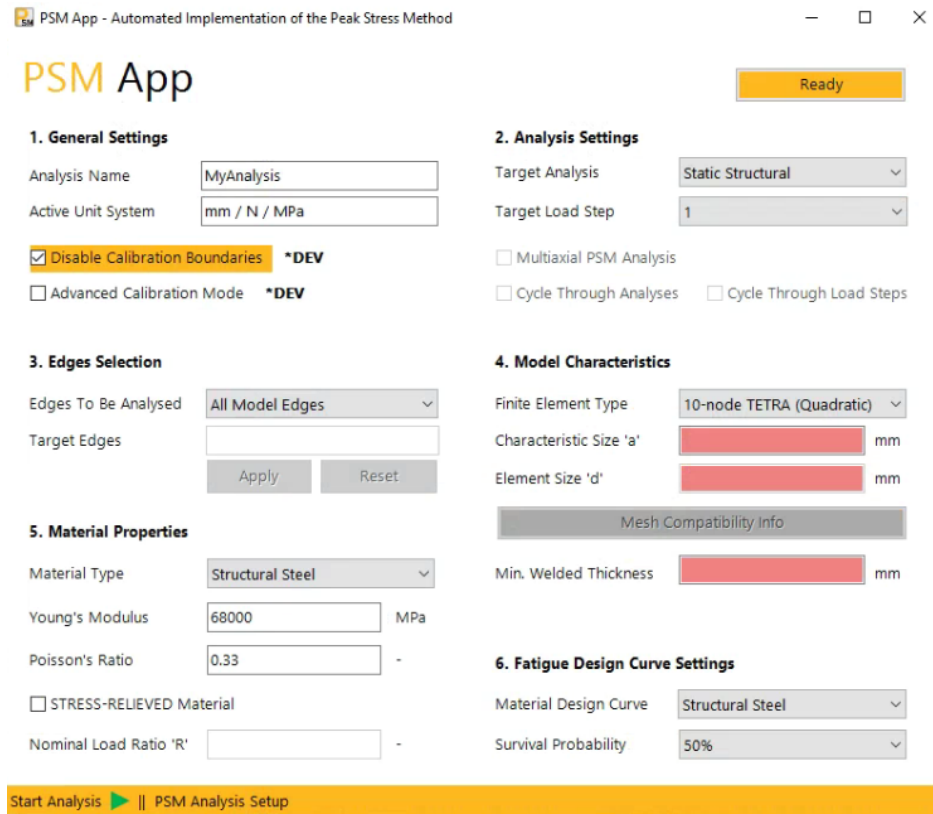


Figura B.31: Interfaccia grafica dell'App ACT PSM.

### General Settings

Come si può osservare in Figura B.32, all'interno di questa sezione si trovano le seguenti caselle di testo:

- Analysis Name che permette di scegliere un nome per l'analisi che si vuole condurre;
- Active Unit System che mostra il sistema di unità di misura impostato in Ansys Mechanical Enterprise per svolgere l'analisi.

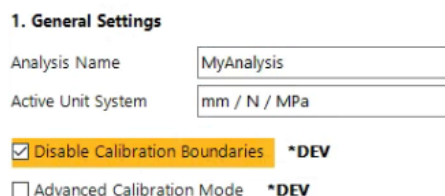


Figura B.32: Sezione "General Settings" nell'App ACT PSM.

Nella stessa Figura B.32, è possibile trovare anche le seguenti caselle da spuntare:

- Disable Calibration Boundaries che permette di analizzare angoli superiori ai 135°, estendendo la validità delle costanti di calibrazione dell'angolo di apertura pari a 135° per angoli di valore superiore, nonostante questi non siano contemplati nella calibrazione di Letteratura del Peak Stress Method [33];

- *Advanced Calibration Mode* che implementa la calibrazione avanzata dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = 1, 2, 3$ , sfruttando espressioni polinomiali in fase di sviluppo e validazione, pertanto non ancora disponibili in Letteratura [33].

### Analysis Settings

In tale sezione è principalmente possibile scegliere il “load step” da analizzare, se l’analisi svolta ne prevedeva più di uno. La scelta del “load step” da analizzare con l’applicazione può essere fatta attraverso il menù a tendina alla voce *Target Load Step* in Figura B.33.

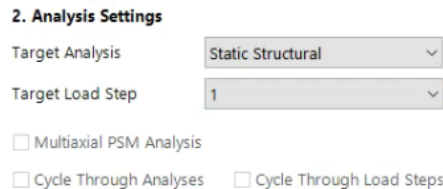


Figura B.33: Sezione “Analysis Settings” nell’App ACT PSM.

### Edges Selection

In questa sezione è possibile specificare solo alcune linee come obiettivo dell’analisi, velocizzando così lo svolgimento della stessa. Impostando *Select Target Edges* sulla voce *Edges To Be Analysed*, è possibile selezionare le linee d’interesse con i classici comandi di selezione di Ansys Mechanical Enterprise. Infine, cliccando il pulsante *Apply* in Figura B.34, l’applicazione li acquisirà come obiettivo dell’analisi. Nel caso si commetta un errore di selezione è possibile utilizzare il pulsante *Reset* per cancellare le linee precedentemente selezionate.

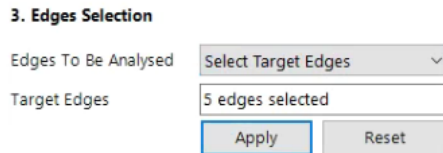


Figura B.34: Sezione “Edges Selection” nell’App ACT PSM.

### Model Characteristics

Questa sezione permette di inserire i parametri dimensionali caratteristici del Peak Stress Method per la geometria studiata. Come si può vedere in Figura B.35 è possibile impostare le seguenti voci:

- *Characteristic Size “a”*, ovvero la grandezza caratteristica della saldatura individuata secondo le indicazioni del Peak Stress Method;
- *Element Size “d”*, ovvero la dimensione media di elemento della mesh del modello analizzato;
- *Min.Welded Thickness*, ovvero il minimo spessore degli elementi uniti dal cordone di saldatura.

**4. Model Characteristics**

Finite Element Type: 10-node TETRA (Quadratic) ▾

Characteristic Size 'a': 3 mm

Element Size 'd': 1 mm

Mesh Compatibility Info

Min. Welded Thickness: 3 mm

Figura B.35: Sezione “Model Characteristics” nell’App ACT PSM.

Impostati i parametri dimensionali appena discussi, è possibile verificare la compatibilità della mesh generata con l’applicazione del Peak Stress Method cliccando il pulsante `Mesh Compatibility Info` in Figura B.35. Si riporta un esempio di tale verifica in Figura B.36.

**Mesh Compatibility Check**

Element Type: 10-node TETRA (Quadratic)

Mesh Density Ratio: 3

	Weld Toe	Weld Root
<b>Mode I Compatibility</b>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
<b>Mode II Compatibility</b>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
<b>Mode III Compatibility</b>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

= PASSED     = FAILED   

Figura B.36: Verifica di compatibilità della mesh con l’applicazione del Peak Stress Method all’interno dell’App ACT PSM.

### Material Properties

In questa sezione l’utente può specificare se il giunto saldato è allo stato “stress relieved”, ovvero ha subito qualche forma di trattamento termico di rilassamento delle tensioni. Il materiale del modello viene riconosciuto in automatico dall’applicazione. Come si può osservare in Figura B.37, nella versione attuale, è presente un piccolo bug di riconoscimento del nome del materiale, infatti dalle proprietà meccaniche è chiaro si tratti di una lega di alluminio, tuttavia viene denominato `Structural Steel`. Spuntando la casella `STRESS-RELIEVED Material`, è possibile immettere il rapporto ciclo  $R$  a cui sono state svolte le prove.

**5. Material Properties**

Material Type: Structural Steel ▾

Young's Modulus: 68000 MPa

Poisson's Ratio: 0.33 -

**STRESS-RELIEVED Material**

Nominal Load Ratio 'R': -1 -

Figura B.37: Sezione “Material Properties” nell’App ACT PSM.

### Fatigue Design Curve Settings

In questa sezione è possibile scegliere materiale e probabilità di sopravvivenza per i quali l'applicazione valuterà la vita a fatica del componente. Scegliendo tra le opzioni "Structural Steel" e "Alluminium Alloy" si decide quali curve di progettazione del Peak Stress Method l'applicazione sceglierà. In Figura B.38, si presenta un esempio di scelta delle curve a progettazione dell'alluminio impostando una probabilità di sopravvivenza del 50%.

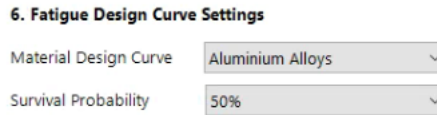


Figura B.38: Sezione "Fatigue Design Curve Settings" nell'App ACT PSM.

### Start Analysis

Percorsi tutti i punti appena descritti, è possibile avviare l'analisi cliccando il tasto "play" verde, accanto alla scritta *Start Analysis*, in basso in Figura B.31.

L'applicazione in pochi minuti sarà in grado di giungere al risultato. Risultano utili alcuni comandi per plottare sul modello i risultati, tra tutti in Figura B.39 si evidenzia il "contour" della tensione equivalente di picco.

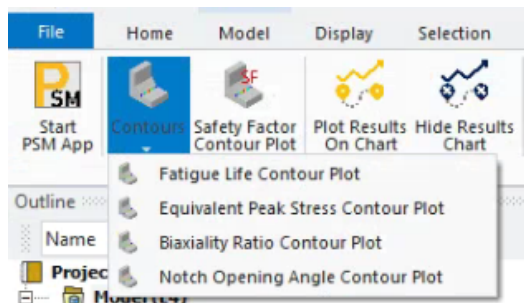


Figura B.39: Comando Contours nella scheda PSM App.



## APPENDICE C: Integrazioni analisi Costa [13]

In questa appendice, si riportano i codici APDL utilizzati per svolgere le analisi in Mechanical APDL del Capitolo 4. Si riportano in ordine i codici per: l'analisi a flessione, l'analisi a torsione, l'estrapolazione dei risultati a piede cordone e l'estrapolazione dei risultati radice cordone di saldatura.

### Analisi a flessione

```
!Soppressione Warning
/UIS,MSGPOP,3
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Opzione FULL GRAPHICS
/GRAPHICS,FULL
!*
! Preprocessor
/PREP7
!*
!Element Type
ET,1,SOLID187
!*
!Material
E=69e6 !MPa
POI=0.33
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
!Importa IGES
/AUX15
!*
IOPTN,IGES,SMOOTH
IOPTN,MERGE,YES
IOPTN,SOLID,YES
IOPTN,SMALL,NO
IOPTN,GTOLER,0.0001
IGESIN,'Costa APDL','IGS','SolidWorks\
APLOT
!*
/PREP7
!*
!Incolla tutte le aree in modo da far sparire le doppie linee
AGLUE,ALL
!*
!Crea il volume unico da tutte le aree
VA,ALL
!*
!Vincolo Incastro
DA,30,ALL
!*
!Simmetria
DA,10,SYMM
!*
!Antimetria
DA,11,ASYM
```

```

!*
!Forza da applicare per la flessione
F=4.155 !N
FK,73,FY,-F
!*
!MESH PSM
!(a/d)min=3
!a=3
!dmax=1
DIM=1 !mm
!Global Size
ESIZE,DIM,0,
!*
!Free Mesh Volume
MSHKEY,0
VMESH,ALL
!*
! Solution
/SOLU
SOLVE
!* ! Postprocessor

```

### **Analisi a torsione**

```

!Soppressione Warning
/UIS,MSGPOP,3
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Opzione FULL GRAPHICS
/GRAPHICS,FULL
!*
! Preprocessor
/PREP7
!*
!Element Type
ET,1,SOLID187
!*
!Material
E=69e6 !MPa
POI=0.33
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
!Importa IGES
/AUX15
!*
IOPTN,IGES,SMOOTH
IOPTN,MERGE,YES
IOPTN,SOLID,YES
IOPTN,SMALL,NO
IOPTN,GTOLER,0.0001
IGESIN,'Costa APDL','IGS','SolidWorks\'
APLOT
!*
/PREP7
!*

```



```

!Incolla tutte le aree in modo da far sparire le doppie linee
AGLUE,ALL
!*
!Crea il volume unico da tutte le aree
VA,ALL
!*
!Vincolo Incastro
DA,30,ALL
!*
!Simmetria
DA,10,ASYM
!*
!Antimetria
DA,11,ASYM
!*
!Coppia di forze da applicare per la torsione
F=21.565 !N
FK,73,FZ,F
FK,83,Fy,-F
!*
!MESH PSM
!(a/d)min=3
!a=3
!dmax=1
DIM=1 !mm
!Global Size
ESIZE,DIM,0,
!*
!Free Mesh Volume
MSHKEY,0
VMESH,ALL
!*
! Solution
/SOLU SOLVE
!*
! Postprocessor

```

### **Estrapolazione risultati a piede cordone**

```

! Estrapolazione Risultati
!*
!Linee di interesse
TOE=48
ROOT=106
!*
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Selezione Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,TOE
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*

```

```

! Array
!Array Numero Nodi Node_Toe
*VGET,Node_Toe,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node_Toe L_Node_Toe
*GET,L_Node_Toe,PARM,Node_Toe,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node_Toe (vuoto)
*DIM,Phi_Node_Toe,ARRAY,L_Node_Toe
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node_Toe (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node_Toe,ARRAY,L_Node_Toe
!*
!Array per Modo II TauYX_Node_Toe (vuoto)
*DIM,TauYX_Node_Toe,ARRAY,L_Node_Toe
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node_Toe (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node_Toe,ARRAY,L_Node_Toe
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node_Toe
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
CSYS,6
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node_Toe(j),NODE,Node_Toe(j),LOC,Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node_Toe(j)
!*
! Rotazioni WP
!Z Tangente
wprot,0,-90+Phi_Node_Toe(j),0
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,-112.5,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node_Toe(j),NODE,Node_Toe(j),S,Y

```

```

!*
!Modo II
*GET,TauYX_Node_Toe(j),NODE,Node_Toe(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node_Toe(j),NODE,Node_Toe(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11,,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_Costa_Toe','txt'„APPEND
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoord','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node_Toe(1),SigmaYY_Node_Toe(1),TauYX_Node_Toe(1),TauYZ_Node_
Toe(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOS

```

### **Estrapolazione dei risultati a radice cordone**

```

! Estrapolazione Risultati
!*
!Linee di interesse
TOE=48
ROOT=106
!*
! Conteggio nodi ROOT
/PREP7
!*
! Selezione Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,ROOT
!*

```

```

!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node_Root
*VGET,Node_Root,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node_Toe L_Node_Root
*GET,L_Node_Root,PARM,Node_Root,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node_Root (vuoto)
*DIM,Phi_Node_Root,ARRAY,L_Node_Root
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node_Root (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node_Root,ARRAY,L_Node_Root
!*
!Array per Modo II TauYX_Node_Root (vuoto)
*DIM,TauYX_Node_Root,ARRAY,L_Node_Root
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node_Root (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node_Root,ARRAY,L_Node_Root
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node_Root
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
CSYS,6
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node_Root(j),NODE,Node_Root(j),LOC,Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node_Root(j)
!*
! Rotazioni WP
!Z Tangente
wprot,0,-90+Phi_Node_Root(j),0
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,180,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati

```

```

CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node_Root(j),NODE,Node_Root(j),S,Y
!*
!Modo II
*GET,TauYX_Node_Root(j),NODE,Node_Root(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node_Root(j),NODE,Node_Root(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELETE,11,,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_Costa_Root','txt',,APPEND
!*
!Titolo
*VWRITE,'ROOT'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node_Root(1),SigmaYY_Node_Root(1),TauYX_Node_Root(1),TauYZ_Node_
Root(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOSE

```



## APPENDICE D: Integrazioni analisi Macdonald [21]

In questa appendice, si riportano i codici APDL utilizzati per svolgere le analisi in Mechanical APDL del Capitolo 5. Si riportano in ordine i codici per: l'analisi del giunto studiato da Macdonald, l'estrazione delle tensioni di picco valutate a piede e radice cordone di saldatura.

### Analisi Macdonald

```
!Soppressione Warning
/UIS,MSGPOP,3
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Opzione FULL GRAPHICS
/GRAPHICS,FULL
!*
! Preprocessor
/PREP7
!*
!Element Type
ET,1,SOLID187
!*
!Material
E=71e6 !MPa
POI=0.33
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
!Importa PARAsolid
!*
PARAIN,'McD_APDL','x_t',,SOLIDS,0,0
/NOPR
/GO
/FACET,NORML
/REPLOT
!*
!Vincoli
!*
DA,1,SYMM
DA,5,SYMM
DA,3,SYMM
DL,69,,UY,
!*
!Carichi
F=50e-6 !N
FK,46,FX,F
FK,12,FX,F
FK,47,FX,-F
FK,13,FX,-F
!*
!MESH PSM
!(a/d)min=3
!a=3
!dmax=1
DIM=1e-3 !m
```

```

!Global Size
ESIZE,DIM,0,
!*
!Free Mesh Volume
MSHKEY,0
VMESH,ALL
!*
! Solution
/SOLU
SOLVE
!*
! Postprocessor

```

### **Estrapolazione risultati a piede cordone**

```

! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Seleziona Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,9 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node !*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node
!*

```



```

!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione !MODIFICA Sistema
di
Riferimento di Partenza
CSYS,0
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node(j),NODE,Node(j),LOC,X !MODIFICA Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot,0,0,-90
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,-112.5+45,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node(j),NODE,Node(j),S,Y
!*
!Modo II
*GET,TauYX_Node(j),NODE,Node(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node(j),NODE,Node(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11, ,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0

```

```

!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_McD_Toe_L9','txt',,,APPEND !MODIFICA Nome_File_Output
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node(1),SigmaYY_Node(1),TauYX_Node(1),TauYZ_Node(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOS

! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Selezione Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,43 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node

```

```

!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
!MODIFICA Sistema di Riferimento di Partenza
!*
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP in Centro Circonferenza (20e-3;0;-10e-3)
wpoff,20e-3,0,-10e-3
!*
!WP rotazione per asse Z come asse cartesiano
wprot,0,-90,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,12,1,1,1,
CSYS,12,
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node(j),NODE,Node(j),LOC,Y !MODIFICA Y
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELETE,12,,1,
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot,0,0,Phi_Node(j)
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,-112.5,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node(j),NODE,Node(j),S,Y
!*

```

```

!Modo II
*GET,TauYX_Node(j),NODE,Node(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node(j),NODE,Node(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11,,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_MdC_Toe_L43','txt','APPEND !MODIFICA Nome_File_Output
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node(1),SigmaYY_Node(1),TauYX_Node(1),TauYZ_Node(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOS

! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Seleziona Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,10 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*

```

```

!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
!MODIFICA Sistema di Riferimento di Partenza
!*
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP in Centro Circonferenza (20e-3;0;-10e-3)
wpoff,20e-3,0,-10e-3
!*
!WP rotazione per asse Z come asse cartesiano
wprot,0,-90,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,12,1,1,1,
CSYS,12,
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node(j),NODE,Node(j),LOC,Y !MODIFICA Y
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,12, ,1,
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*

```

```

!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot,0,0,Phi_Node(j)
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,-112.5,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node(j),NODE,Node(j),S,Y
!*
!Modo II
*GET,TauYX_Node(j),NODE,Node(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node(j),NODE,Node(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11,,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_MdC_Toe_L10','txt',,APPEND !MODIFICA Nome_File_Output
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoord','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node(1),SigmaYY_Node(1),TauYX_Node(1),TauYZ_Node(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)

```

```

!*
!Chiusura File
*CFCLOS

! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Selezione Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,39 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
!MODIFICA Sistema di Riferimento di Partenza
CSYS,0
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node(j),NODE,Node(j),LOC,Z !MODIFICA Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*

```

```

! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot,0,0,0
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,-112.5,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node(j),NODE,Node(j),S,Y
!*
!Modo II
*GET,TauYX_Node(j),NODE,Node(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node(j),NODE,Node(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11,,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_MdC_Toe_L39','txt',,APPEND !MODIFICA Nome_File_Output
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'

```



```
( ' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node(1),SigmaYY_Node(1),TauYX_Node(1),TauYZ_Node(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOS
```

### Estrapolazione risultati a radice cordone

```
! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Selezione Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,21 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
!MODIFICA Sistema di Riferimento di Partenza
CSYS,0
```

```

!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node(j),NODE,Node(j),LOC,X !MODIFICA Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot,0,0,-90
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,180,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET,SigmaYY_Node(j),NODE,Node(j),S,Y
!*
!Modo II
*GET,TauYX_Node(j),NODE,Node(j),S,XY
!*
!Modo III
*GET,TauYZ_Node(j),NODE,Node(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11, ,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_McD_Root_L21','txt',,APPEND !MODIFICA Nome_File_Output

```

```

!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node(1),SigmaYY_Node(1),TauYX_Node(1),TauYZ_Node(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLAS

! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Selezione Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,20 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array
!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*

```

```

*DO, j, 1, L_Node
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione
!MODIFICA Sistema di Riferimento di Partenza
!*
!WP in Origine
WPAVE, 0, 0, 0
WPCSYS, -1, 0
!*
!WP in Centro Circonferenza (20e-3; 0; -10e-3)
wpoff, 20e-3, 0, -10e-3
!*
!WP rotazione per asse Z come asse cartesiano
wprot, 0, -90, 0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA, 12, 1, 1, 1,
CSYS, 12,
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET, Phi_Node(j), NODE, Node(j), LOC, Y !MODIFICA Y
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELETE, 12, , 1,
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS, 0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE, 0, 0, 0
WPCSYS, -1, 0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE, Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot, 0, 0, Phi_Node(j)
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot, 0, 0, 0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA, 11, 1, 1, 1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS, 11,
RSYS, 11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I
*GET, SigmaYY_Node(j), NODE, Node(j), S, Y
!*
!Modo II
*GET, TauYX_Node(j), NODE, Node(j), S, XY
!*
!Modo III

```

```

*GET,TauYZ_Node(j),NODE,Node(j),S,YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELE,11,,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_MdC_Root_L20','txt',,APPEND !MODIFICA Nome_File_Output
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node(1),SigmaYY_Node(1),TauYX_Node(1),TauYZ_Node(1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOS

! Estrapolazione Risultati
!No Error
*/UIS,MSGPOP,4
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999,,0,0,
!*
!Power Graphics OFF
/GRAPHICS,FULL
! Conteggio nodi TOE
/PREP7
!*
! Seleziona Nodi
!Selezione Linea
LSEL,S,,,19 !MODIFICA Numero_Linea
!*
!Selezione Nodi Linea
NSLL,S,1
!*
!Selezione Solo Nodi Esterni Elemento
NSLE,R,CORNER
!*
! Array

```

```

!Array Numero Nodi Node
*VGET,Node,NODE,,NLIST
!*
!Dimensione Array Node L_Node
*GET,L_Node,PARM,Node,DIM,1
!*
!Array Coordinata Phi Phi_Node (vuoto)
*DIM,Phi_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo I SigmaYY_Node (vuoto)
*DIM,SigmaYY_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo II TauYX_Node (vuoto)
*DIM,TauYX_Node,ARRAY,L_Node
!*
!Array per Modo III TauYZ_Node (vuoto)
*DIM,TauYZ_Node,ARRAY,L_Node
!*
! Ciclo DO
/POST1
!*
*DO,j,1,L_Node
!*
!Sistema di Riferimento Cilindrico con asse X di rotazione !MODIFICA Sistema
di
Riferimento di Partenza
CSYS,0
!*
!Ricava Coordinata Phi j-esimo Nodo
*GET,Phi_Node(j),NODE,Node(j),LOC,Z !MODIFICA Y
!*
!Sistema di Riferimento Cartesiano
CSYS,0
!*
! Working Plane
!WP in Origine
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1,0
!*
!WP nel j-esimo Nodo
NWPAVE,Node(j)
!*
! Rotazioni WP !MODIFICA Rotazioni
!Z Tangente
wprot,0,0,0
!*
!X Bisettrice Intaglio
wprot,0,0,0
!*
!Sistema di Riferimento Locale Cilindrico su WP (Temporaneo)
CSWPLA,11,1,1,1,
!*
!Sistema Locale Attivo e Risultati
CSYS,11,
RSYS,11
!*
! Scrittura Array (vuoti)
!Modo I

```

```

*GET, SigmaYY_Node (j) , NODE, Node (j) , S, Y
!*
!Modo II
*GET, TauYX_Node (j) , NODE, Node (j) , S, XY
!*
!Modo III
*GET, TauYZ_Node (j) , NODE, Node (j) , S, YZ
!*
!Cancella Sistema di Riferimento Locale
CSDELETE,11, ,1,
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
*ENDDO
!*
!Seleziona Tutto
ALLSEL,ALL
!*
!Sistema Globale Attivo e Risultati
CSYS,0
RSYS,0
!*
! Scrittura File Risultati
!Creazione File
*CFOPEN,'PSM_MdC_Root_L19','txt','APPEND !MODIFICA Nome_File_Output
!*
!Titolo
*VWRITE,'TOE'
(' ',A8)
!*
!Colonne (vuote)
*VWRITE,'PhiCoor','SigmaYY','TauYX','TauYZ'
(' ',A8' ',A8' ',A8' ',A8)
!*
!Scrittura Colonne
*VWRITE,Phi_Node (1) , SigmaYY_Node (1) , TauYX_Node (1) , TauYZ_Node (1)
(F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
!Chiusura File
*CFCLOSE

```





## APPENDICE E: Integrazioni analisi scooter elettrico

In questa appendice, si riportano i codici APDL utilizzati per svolgere le analisi in Mechanical APDL del Capitolo 6. Si riportano in ordine i codici per: l'analisi dello sterzo, l'estrazione delle tensioni di picco valutate lungo tutte le linee d'interesse a piede e radice cordone di saldatura.

### Analisi dello sterzo

```
/PREP7 !Preprocessor
!*
ET,1,SOLID187 !Tetra10Nodes
ET,2,BEAM188 !Beam
KEYOPT,2,2,1 !Rigid Sections
KEYOPT,2,3,3 !Cubic Form
!*
SECTYPE,2,BEAM,CSOLID,BeamR10,0 !Beam Section
SECOFFSET, CENT !Circular Radius 10 mm
SECDATA,10e-3,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0
!*
E=70000 !MPa
POI=0.33
ERIG=1e8 !MPa
POIRIG=0.3
!*
MPTEMP,,,,,,,, !Alluminium
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,E
MPDATA,PRXY,1,,POI
!*
MPTEMP,,,,,,,, !Rigid
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,2,,ERIG
MPDATA,PRXY,2,,POIRIG
!*
PARAIN,'Scooter_R90_APDL_shared','x_t',,SOLIDS,0,0 !Import ParaSolid
/NOPR
/GO
!*
/FACET,NORML !Faces Visualization
/REPLOT
!*
PN1=8.71e-2 !Ycoord Pilot Node 1
PN2=-8.51e-2 !Ycoord Pilot Node 2
PN3=-64.05e-2 !Ycoord Pilot Node 3
!*
N,1,0,PN1,0 !Pilot Node 1
N,2,0,PN2,0 !Pilot Node 2
N,3,0,PN3,0 !Pilot Node 3
!*
TYPE,1 !Set Element Tetra10Nodes
MAT,1 !Set Material Alluminium
!*
DIM=1e-3 !Global Element Size According to PSM
!*
ESIZE,DIM,0 !Set Global Element Size
MSHKEY,0 !Free Mesh
```

```

MSHAPE,1,3D
VMESH,ALL !Mesh Volume
!*
TYPE,2 !Set Element Beam
MAT,2 !Set Material Rigid
SECNUM,2 !Set Section BeamR10
TSHAP,LINE
!*
E,1,2 !Create Beams
E,2,3
!*
!UP Bearing Definition
!*
ALLSEL,ALL !Select Everything
ASEL,S,,,38 !Select Areas
ASEL,A,,,25
NSLA,S,1 !Attached Nodes
NPLLOT !Plot Nodes
!*
*VGET,NodeBearing,NODE,,NLIST !Array Contains Node Labels
*GET,TotalNode,PARM,NodeBearing,DIM,1 !Scalar Dimension of NodeBearing
!*
VPLOT !Pot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everything
/ANG,1 !Isometric View
/AUTO,1 !Fit View
!*
*DO,j,1,TotalNode
E,1,NodeBearing(j)
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,TotalNode
*DEL,NodeBearing
!*
!DOWN Bearing Definition
!*
ALLSEL,ALL !Select Everything
ASEL,S,,,39 !Select Areas
ASEL,A,,,24
NSLA,S,1 !Attached Nodes
NPLLOT !Plot Nodes
!*
*VGET,NodeBearing,NODE,,NLIST !Array Contains Node Labels
*GET,TotalNode,PARM,NodeBearing,DIM,1 !Scalar Dimension of NodeBearing
!*
VPLOT !Pot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everything
/ANG,1 !Isometric View
/AUTO,1 !Fit View
!*
*DO,j,1,TotalNode
E,2,NodeBearing(j)
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,TotalNode
*DEL,NodeBearing
!*
F0X=2115.406e-6 !X Component Force

```

```

F0Y=1333.384e-6 !Y Component Force
!*
F,3,FX,F0X !Apply Force X Direction
F,3,FY,F0Y !Apply Force Y Direction
!*
DA,11,ALL, !Contrain Areas
DA,16,ALL,
DA,19,ALL,
!*
/SOL
/STATUS,SOLU
SOLVE !Solve Current Load Step
!*
SAVE,Scooter_solved,db,,ALL !Save Model

```

### Estrazione delle tensioni di picco

```

!Weld ROOT Sterzo
!*
/UIS,MSGPOP,2 !No Error Command
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
/GRAPHICS,FULL !Power Graphics OFF
!*
/PREP7 !Preprocessor
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
LSEL,S,,,2 !Select Lines
LSEL,A,,,18
LSEL,A,,,19
!*
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NSLE,R,CORNER !External Element Nodes
/PBC,ALL,,0 !No Symbols
NPLOT !Plot Nodes
/AUTO,1 !Fit View
!*
*VGET,NodeLabel,NODE,,NLIST !Create NodeLabel (full array)
*GET,NodeDim,PARM,NodeLabel,DIM,1 !Get its dimension NodeDim (scalar)
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
!*
*DIM,LabelPhi,ARRAY,NodeDim,2 !Create LabelPhi (empty matrix: node label,
node phi coord)
!*
wprot,,,90 !WP Y rot
wprot,-90,, !WP Z rot
CSWPLA,99,1,1,1, !Local Cylindrical in WP (x,y to R,theta)
CSYS,99 !Active Local Cyclindrica
!*
*DO,j,1,NodeDim
*SET,LabelPhi(j,1),NodeLabel(j) !Fill 1st column (node label)

```

```

*GET,LabelPhi(j,2),NODE,NodeLabel(j),LOC,Y !Fill 2nd column (node phi coord)
*ENDDO
*DEL,j
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
*DIM,JustToSort,ARRAY,NodeDim !Functional Array
*MOPER,JustToSort(1),LabelPhi(1,1),SORT,,2,, !Sorting by 2nd column (node phi
coord)
*DEL,JustToSort !Delete Functional Array
!*
*DIM,SortedNode,ARRAY,NodeDim+1 !Create SortedNode (empty array)
*SET,SortedNode(NodeDim+1),LabelPhi(1,1) !Set Last Position to Fist node label
*DO,j,1,NodeDim
*SET,SortedNode(j),LabelPhi(j,1) !Fill Array w/ Sorted Node Labels
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,NearNode,ARRAY,NodeDim !Create NearNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NMPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
ASEL,S,,,43 !Select Areas
ASEL,A,,,44
APLOT !Plot Areas
NSLA,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
LSEL,S,,,2 !Select Lines
LSEL,A,,,18
LSEL,A,,,19
NSLL,U,1 !Unselect Attached Nodes
/REPLOT
!*
NearNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,OtherNode,ARRAY,NodeDim !Create OtherNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*

```

```

NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
LSEL,S,,,53 !Select Lines
LSEL,A,,,54
LSEL,A,,,55
LSEL,A,,,56
LSEL,A,,,57
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
OtherNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,VNotch,ARRAY,NodeDim !Create VNotch (empty array)
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
*AFUN,DEG !Angle in Degrees
*DO,j,1,NodeDim
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
CSYS,4 !Active WP
!*
*GET,YNN,NODE,NearNode(j),LOC,Y !Get Y NearNode in WP
*GET,YON,NODE,OtherNode(j),LOC,Y !Get Y OtherNode in WP
*GET,ZON,NODE,OtherNode(j),LOC,Z !Get Z OtherNode in WP
!*
K,101,0,0,0 !KP on SortedNode(j)
K,102,0,YNN,0 !KP projection of NearNode(j)
K,103,0,YON,ZON !KP projection of OtherNode(j)
!*
VNotch(j)=ANGLEK(101,102,103) !Evaluate VNotch Angle
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,YNN
*DEL,YON
*DEL,ZON
KDELE,101,103,1 !Delete KPs
!*
*DIM,SigmaYY,ARRAY,NodeDim !Mode I (empty array)
*DIM,TauYX,ARRAY,NodeDim !Mode II (empty array)
*DIM,TauYZ,ARRAY,NodeDim !Mode III (empty array)
!*
/POST1 !Postprocessor
!*
VPLOT !Plot Volume

```

```

ALLSEL,ALL !Select Everythings
/AUTO,1 !Fit View
*DO,j,1,NodeDim
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
wprot,,90 !Z Tangent
wprot,90-0.5*(360-VNotch(j)), !X Bisector V-Notch
!*
CSWPLA,99,1,1 !Local Cylindrical in WP
CSYS,99 !Active Local Cylindrical
RSYS,99 !Active for Result
!*
*GET,SigmaYY(j),NODE,SortedNode(j),S,Y !Fill Mode I Array
*GET,TauYX(j),NODE,SortedNode(j),S,XY !Fill Mode II Array
*GET,TauYZ(j),NODE,SortedNode(j),S,YZ !Fill Mode III Array
!*
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
CSYS,0 !Active Global Cartesian
RSYS,0 !Active for Result
*ENDDO
*DEL,j
!*
*CFOPEN,'ROOT_Sterzo_APDL','txt',,,APPEND !Create Results File
!*
*VWRITE,'ROOT Sterzo' !Title
(' ',A12)
!*
*VWRITE,'NodeNum','PhiCoor','VNotch','SigmaYY','TauYX','TauYZ' !Column Name
(empty)
(' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14)
!*
*VWRITE,LabelPhi(1,1),LabelPhi(1,2),VNotch(1),SigmaYY(1),TauYX(1),TauYZ(1)
!Write Results
(' ',F10.1,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
*CFCLOSE !Close File
!*
*DEL,NodeDim !Delete ALL Parameters
*DEL,SigmaYY
*DEL,TauYX
*DEL,TauYZ
*DEL,VNotch
*DEL,OtherNode
*DEL,NearNode
*DEL,SortedNode
*DEL,LabelPhi
*DEL,NodeLabel
!*
/WAIT,10
!*
!Weld ROOT Telaio
!*
/UIS,MSGPOP,2 !No Error Command
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
/GRAPHICS,FULL !Power Graphics OFF
!*

```

```

/PREP7 !Preprocessor
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
LSEL,S,,,53 !Select Lines
LSEL,A,,,54
LSEL,A,,,55
LSEL,A,,,56
LSEL,A,,,57
!*
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NSLE,R,CORNER !External Element Nodes
/PBC,ALL,,0 !No Symbols
NPLOT !Plot Nodes
/AUTO,1 !Fit View
!*
*VGET,NodeLabel,NODE,,NLIST !Create NodeLabel (full array)
*GET,NodeDim,PARM,NodeLabel,DIM,1 !Get its dimension NodeDim (scalar)
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
!*
*DIM,LabelPhi,ARRAY,NodeDim,2 !Create LabelPhi (empty matrix: node label,
node phi coord)
!*
wprot,,,90 !WP Y rot
wprot,-90,, !WP Z rot
CSWPLA,99,1,1,1, !Local Cylindrical in WP (x,y to R,theta)
CSYS,99 !Active Local Cyclindrica
!*
*DO,j,1,NodeDim
*SET,LabelPhi(j,1),NodeLabel(j) !Fill 1st column (node label)
*GET,LabelPhi(j,2),NODE,NodeLabel(j),LOC,Y !Fill 2nd column (node phi coord)
*ENDDO
*DEL,j
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
*DIM,JustToSort,ARRAY,NodeDim !Functional Array
*MOPER,JustToSort(1),LabelPhi(1,1),SORT,,2,, !Sorting by 2nd column (node phi
coord)
*DEL,JustToSort !Delete Functional Array
!*
*DIM,SortedNode,ARRAY,NodeDim+1 !Create SortedNode (empty array)
*SET,SortedNode(NodeDim+1),LabelPhi(1,1) !Set Last Position to Fist node label
*DO,j,1,NodeDim
*SET,SortedNode(j),LabelPhi(j,1) !Fill Array w/ Sorted Node Labels
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,NearNode,ARRAY,NodeDim !Create NearNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim

```

```

VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
ASEL,S,,,22 !Select Areas
APLOT !Plot Areas
NSLA,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
LSEL,S,,,53 !Select Lines
LSEL,A,,,54
LSEL,A,,,55
LSEL,A,,,56
LSEL,A,,,57
NSLL,U,1 !Unselect Attached Nodes
/REPLOT
!*
NearNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,OtherNode,ARRAY,NodeDim !Create OtherNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
LSEL,S,,,2 !Select Lines
LSEL,A,,,18
LSEL,A,,,19
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
OtherNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,VNotch,ARRAY,NodeDim !Create VNotch (empty array)
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings

```



```

*AFUN,DEG !Angle in Degrees
*DO,j,1,NodeDim
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
CSYS,4 !Active WP
!*
*GET,YNN,NODE,NearNode(j),LOC,Y !Get Y NearNode in WP
*GET,YON,NODE,OtherNode(j),LOC,Y !Get Y OtherNode in WP
*GET,ZON,NODE,OtherNode(j),LOC,Z !Get Z OtherNode in WP
!*
K,101,0,0,0 !KP on SortedNode(j)
K,102,0,YNN,0 !KP projection of NearNode(j)
K,103,0,YON,ZON !KP projection of OtherNode(j)
!*
VNotch(j)=ANGLEK(101,102,103) !Evaluate VNotch Angle
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,YNN
*DEL,YON
*DEL,ZON
KDELE,101,103,1 !Delete KPs
!*
*DIM,SigmaYY,ARRAY,NodeDim !Mode I (empty array)
*DIM,TauYX,ARRAY,NodeDim !Mode II (empty array)
*DIM,TauYZ,ARRAY,NodeDim !Mode III (empty array)
!*
/POST1 !Postprocessor
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
/AUTO,1 !Fit View
*DO,j,1,NodeDim
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
wprot,,,90 !Z Tangent
wprot,90+0.5*(360-VNotch(j)),, !X Bisector V-Notch
!*
CSWPLA,99,1,1 !Local Cylindrical in WP
CSYS,99 !Active Local Cylindrical
RSYS,99 !Active for Result
!*
*GET,SigmaYY(j),NODE,SortedNode(j),S,Y !Fill Mode I Array
*GET,TauYX(j),NODE,SortedNode(j),S,XY !Fill Mode II Array
*GET,TauYZ(j),NODE,SortedNode(j),S,YZ !Fill Mode III Array
!*
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
CSYS,0 !Active Global Cartesian
RSYS,0 !Active for Result
*ENDDO
*DEL,j
!*
*CFOPEN,'ROOT_Telaio_APDL','txt',,APPEND !Create Results File

```

```

!*
*VWRITE,'ROOT Telaio' !Title
(' ',A12)
!*
*VWRITE,'NodeNum','PhiCoor','VNotch','SigmaYY','TauYX','TauYZ' !Column Name
(empty)
(' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14)
!*
*VWRITE,LabelPhi(1,1),LabelPhi(1,2),VNotch(1),SigmaYY(1),TauYX(1),TauYZ(1)
!Write Results
(' ',F10.1,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
*CFCLAS !Close File
!*
*DEL,NodeDim !Delete ALL Parameters
*DEL,SigmaYY
*DEL,TauYX
*DEL,TauYZ
*DEL,VNotch
*DEL,OtherNode
*DEL,NearNode
*DEL,SortedNode
*DEL,LabelPhi
*DEL,NodeLabel
!*
/WAIT,10
!*
!Weld TOE Sterzo
!*
/UIS,MSGPOP,2 !No Error Command
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
/GRAPHICS,FULL !Power Graphics OFF
!*
/PREP7 !Preprocessor
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
LSEL,S,,,13 !Select Lines
LSEL,A,,,16
LSEL,A,,,20
LSEL,A,,,21
LSEL,A,,,22
!*
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NSLE,R,CORNER !External Element Nodes
/PBC,ALL,,0 !No Symbols
NPLOT !Plot Nodes
/AUTO,1 !Fit View
!*
*VGET,NodeLabel,NODE,,NLIST !Create NodeLabel (full array)
*GET,NodeDim,PARM,NodeLabel,DIM,1 !Get its dimension NodeDim (scalar)
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings

```

```

VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
!*
*DIM,LabelPhi,ARRAY,NodeDim,2 !Create LabelPhi (empty matrix:  node label,
node phi coord)
!*
wprot,,,90 !WP Y rot
wprot,-90,, !WP Z rot
CSWPLA,99,1,1,1, !Local Cylindrical in WP (x,y to R,theta)
CSYS,99 !Active Local Cyclindrica
!*
*DO,j,1,NodeDim
*SET,LabelPhi(j,1),NodeLabel(j) !Fill 1st column (node label)
*GET,LabelPhi(j,2),NODE,NodeLabel(j),LOC,Y !Fill 2nd column (node phi coord)
*ENDDO
*DEL,j
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
*DIM,JustToSort,ARRAY,NodeDim !Functional Array
*MOPER,JustToSort(1),LabelPhi(1,1),SORT,,2,, !Sorting by 2nd column (node phi
coord)
*DEL,JustToSort !Delete Functional Array
!*
*DIM,SortedNode,ARRAY,NodeDim+1 !Create SortedNode (empty array)
*SET,SortedNode(NodeDim+1),LabelPhi(1,1) !Set Last Position to Fist node label
*DO,j,1,NodeDim
*SET,SortedNode(j),LabelPhi(j,1) !Fill Array w/ Sorted Node Labels
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,NearNode,ARRAY,NodeDim !Create NearNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NMPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
ASEL,S,,,41 !Select Areas
ASEL,A,,,42
APLOT !Plot Areas
NSLA,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
LSEL,S,,,13 !Select Lines
LSEL,A,,,16
LSEL,A,,,20
LSEL,A,,,21
LSEL,A,,,22
NSLL,U,1 !Unselect Attached Nodes
/REPLOT
!*
NearNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node

```

```

!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,OtherNode,ARRAY,NodeDim !Create OtherNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NMPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
LSEL,S,,,11 !Select Lines
LSEL,A,,,14
LSEL,A,,,3
LSEL,A,,,4
LSEL,A,,,7
LSEL,A,,,8
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
OtherNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,VNotch,ARRAY,NodeDim !Create VNotch (empty array)
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
*AFUN,DEG !Angle in Degrees
*DO,j,1,NodeDim
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
CSYS,4 !Active WP
!*
*GET,YNN,NODE,NearNode(j),LOC,Y !Get Y NearNode in WP
*GET,YON,NODE,OtherNode(j),LOC,Y !Get Y OtherNode in WP
*GET,ZON,NODE,OtherNode(j),LOC,Z !Get Z OtherNode in WP
!*
K,101,0,0,0 !KP on SortedNode(j)
K,102,0,YNN,0 !KP projection of NearNode(j)
K,103,0,YON,ZON !KP projection of OtherNode(j)
!*
VNotch(j)=ANGLEK(101,102,103) !Evaluate VNotch Angle
!*

```

```

CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,YNN
*DEL,YON
*DEL,ZON
KDELE,101,103,1 !Delete KPs
!*
*DIM,SigmaYY,ARRAY,NodeDim !Mode I (empty array)
*DIM,TauYX,ARRAY,NodeDim !Mode II (empty array)
*DIM,TauYZ,ARRAY,NodeDim !Mode III (empty array)
!*
/POST1 !Postprocessor
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
/AUTO,1 !Fit View
*DO,j,1,NodeDim
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
wprot,,,90 !Z Tangent
wprot,90+0.5*(360-VNotch(j)),, !X Bisector V-Notch
!*
CSWPLA,99,1,1 !Local Cylindrical in WP
CSYS,99 !Active Local Cylindrical
RSYS,99 !Active for Result
!*
*GET,SigmaYY(j),NODE,SortedNode(j),S,Y !Fill Mode I Array
*GET,TauYX(j),NODE,SortedNode(j),S,XY !Fill Mode II Array
*GET,TauYZ(j),NODE,SortedNode(j),S,YZ !Fill Mode III Array
!*
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
CSYS,0 !Active Global Cartesian
RSYS,0 !Active for Result
*ENDDO
*DEL,j
!*
*CFOPEN,'TOE_Sterzo_APDL','txt',,APPEND !Create Results File
!*
*VWRITE,'TOE Sterzo' !Title
(' ',A12)
!*
*VWRITE,'NodeNum','PhiCoor','VNotch','SigmaYY','TauYX','TauYZ' !Column Name
(empty)
(' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14)
!*
*VWRITE,LabelPhi(1,1),LabelPhi(1,2),VNotch(1),SigmaYY(1),TauYX(1),TauYZ(1)
!Write Results
(' ',F10.1,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
*CFCLOS !Close File
!*
*DEL,NodeDim !Delete ALL Parameters
*DEL,SigmaYY
*DEL,TauYX
*DEL,TauYZ
*DEL,VNotch

```

```

*DEL,OtherNode
*DEL,NearNode
*DEL,SortedNode
*DEL,LabelPhi
*DEL,NodeLabel
!*
/WAIT,10
!*
!Weld TOE Telaio
!*
/UIS,MSGPOP,2 !No Error Command
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,0,99999999, ,0,0,
!*
/GRAPHICS,FULL !Power Graphics OFF
!*
/PREP7 !Preprocessor
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
LSEL,S,,,11 !Select Lines
LSEL,A,,,14
LSEL,A,,,3
LSEL,A,,,4
LSEL,A,,,7
LSEL,A,,,8
!*
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NSLE,R,CORNER !External Element Nodes
/PBC,ALL,,0 !No Symbols
NPLOT !Plot Nodes
/AUTO,1 !Fit View
!*
*VGET,NodeLabel,NODE,,NLIST !Create NodeLabel (full array)
*GET,NodeDim,PARM,NodeLabel,DIM,1 !Get its dimension NodeDim (scalar)
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
VPLOT !Plot Volume
/AUTO,1 !Fit View
!*
*DIM,LabelPhi,ARRAY,NodeDim,2 !Create LabelPhi (empty matrix: node label,
node phi coord)
!*
wprot,,,90 !WP Y rot
wprot,-90,, !WP Z rot
CSWPLA,99,1,1,1, !Local Cylindrical in WP (x,y to R,theta)
CSYS,99 !Active Local Cyclindrica
!*
*DO,j,1,NodeDim
*SET,LabelPhi(j,1),NodeLabel(j) !Fill 1st column (node label)
*GET,LabelPhi(j,2),NODE,NodeLabel(j),LOC,Y !Fill 2nd column (node phi coord)
*ENDDO
*DEL,j
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian

```

```

CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
*DIM,JustToSort,ARRAY,NodeDim !Functional Array
*MOPER,JustToSort(1),LabelPhi(1,1),SORT,,2,, !Sorting by 2nd column (node phi
coord)
*DEL,JustToSort !Delete Functional Array
!*
*DIM,SortedNode,ARRAY,NodeDim+1 !Create SortedNode (empty array)
*SET,SortedNode(NodeDim+1),LabelPhi(1,1) !Set Last Position to Fist node label
*DO,j,1,NodeDim
*SET,SortedNode(j),LabelPhi(j,1) !Fill Array w/ Sorted Node Labels
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,NearNode,ARRAY,NodeDim !Create NearNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
!*
ASEL,S,,,9 !Select Areas
ASEL,A,,,10
ASEL,A,,,14
APLOT !Plot Areas
NSLA,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
LSEL,S,,,11 !Select Lines
LSEL,A,,,14
LSEL,A,,,3
LSEL,A,,,4
LSEL,A,,,7
LSEL,A,,,8
NSLL,U,1 !Unselect Attached Nodes
/REPLOT
!*
NearNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,OtherNode,ARRAY,NodeDim !Create OtherNode (empty array)
*DO,j,1,NodeDim
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node

```

```

CSYS,4 !Active WP
!*
LSEL,S,,,13 !Select Lines
LSEL,A,,,16
LSEL,A,,,20
LSEL,A,,,21
LSEL,A,,,22
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NPLOT !Plot Nodes
!*
OtherNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*DIM,VNotch,ARRAY,NodeDim !Create VNotch (empty array)
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings
*AFUN,DEG !Angle in Degrees
*DO,j,1,NodeDim
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
CSYS,4 !Active WP
!*
*GET,YNN,NODE,NearNode(j),LOC,Y !Get Y NearNode in WP
*GET,YON,NODE,OtherNode(j),LOC,Y !Get Y OtherNode in WP
*GET,ZON,NODE,OtherNode(j),LOC,Z !Get Z OtherNode in WP
!*
K,101,0,0,0 !KP on SortedNode(j)
K,102,0,YNN,0 !KP projection of NearNode(j)
K,103,0,YON,ZON !KP projection of OtherNode(j)
!*
VNotch(j)=ANGLEK(101,102,103) !Evaluate VNotch Angle
!*
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,YNN
*DEL,YON
*DEL,ZON
KDELE,101,103,1 !Delete KPs
!*
*DIM,SigmaYY,ARRAY,NodeDim !Mode I (empty array)
*DIM,TauYX,ARRAY,NodeDim !Mode II (empty array)
*DIM,TauYZ,ARRAY,NodeDim !Mode III (empty array)
!*
/POST1 !Postprocessor
!*
VPLOT !Plot Volume
ALLSEL,ALL !Select Everythings

```



```

/AUTO,1 !Fit View
*DO,j,1,NodeDim
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
wprot,,90 !Z Tangent
wprot,90-0.5*(360-VNotch(j)), !X Bisector V-Notch
!*
CSWPLA,99,1,1 !Local Cylindrical in WP
CSYS,99 !Active Local Cylindrical
RSYS,99 !Active for Result
!*
*GET,SigmaYY(j),NODE,SortedNode(j),S,Y !Fill Mode I Array
*GET,TauYX(j),NODE,SortedNode(j),S,XY !Fill Mode II Array
*GET,TauYZ(j),NODE,SortedNode(j),S,YZ !Fill Mode III Array
!*
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
CSYS,0 !Active Global Cartesian
RSYS,0 !Active for Result
*ENDDO
*DEL,j
!*
*CFOPEN,'TOE_Telaio_APDL','txt',APPEND !Create Results File
!*
*VWRITE,'TOE Telaio' !Title
(' ',A12)
!*
*VWRITE,'NodeNum','PhiCoor','VNotch','SigmaYY','TauYX','TauYZ' !Column Name
(empty)
(' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14)
!*
*VWRITE,LabelPhi(1,1),LabelPhi(1,2),VNotch(1),SigmaYY(1),TauYX(1),TauYZ(1)
!Write Results
(' ',F10.1,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5,' ',F10.5)
!*
*CFCLOSE !Close File
!*
*DEL,NodeDim !Delete ALL Parameters
*DEL,SigmaYY
*DEL,TauYX
*DEL,TauYZ
*DEL,VNotch
*DEL,OtherNode
*DEL,NearNode
*DEL,SortedNode
*DEL,LabelPhi
*DEL,NodeLabel

```



## APPENDICE F: Macro in Mechanical APDL

L'analisi dello sterzo, data la grande complessità geometrica in gioco, ha permesso la messa a punto di una breve macro compilata in linguaggio APDL. Questo semplice programma permette, prendendo in input un numero esiguo di parametri, di estrapolare una stima le tensioni di picco. Questa Appendice vuole quindi delinearsi come guida all'uso della Macro, facendo riferimento alla geometria su cui sono stati svolti i test preliminari [35]. Infatti, tale Macro risulta ancora imperfetta, tanto che necessita di un breve script di controllo (anch'esso fornito in questa appendice).

Si anticipa fin d'ora l'importanza della dimensione media di elemento della mesh generata: tanto minore sarà la dimensione media di elemento impostata, tanto più accurate risulteranno le stime fornite dal programma, sia per l'angolo di apertura del V-notch, che per le tensioni di picco.

### F.1 Geometria di riferimento

Come già anticipato, è stata generata un modello su cui testare l'effettiva validità della macro compilata. In Figura F.1, è riportata la geometria di riferimento.

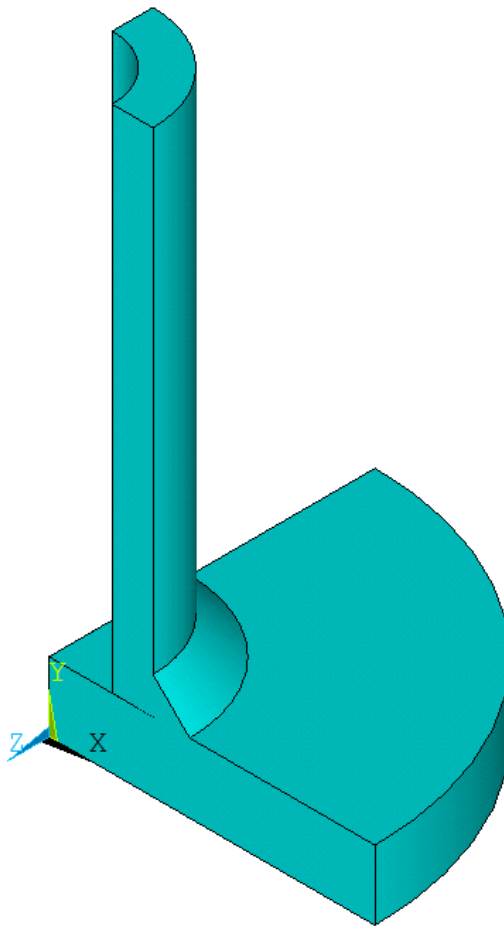


Figura F.1: Geometria di riferimento per testare l'efficacia della macro ADPL.

Si è imposto lo schema di vincolo presente in Figura F.2. Come è possibile vedere è stata applicata una coppia di forze atta simulare un carico di momento torcente, vincoli di antimetria sulle superfici di simmetria del giunto ed un vincolo di incastro sul piano XZ. Il valore delle forze applicate è stato adeguatamente calcolato in modo da indurre uno sforzo di taglio di valore unitario sulla superficie esterna dell'elemento tubolare.

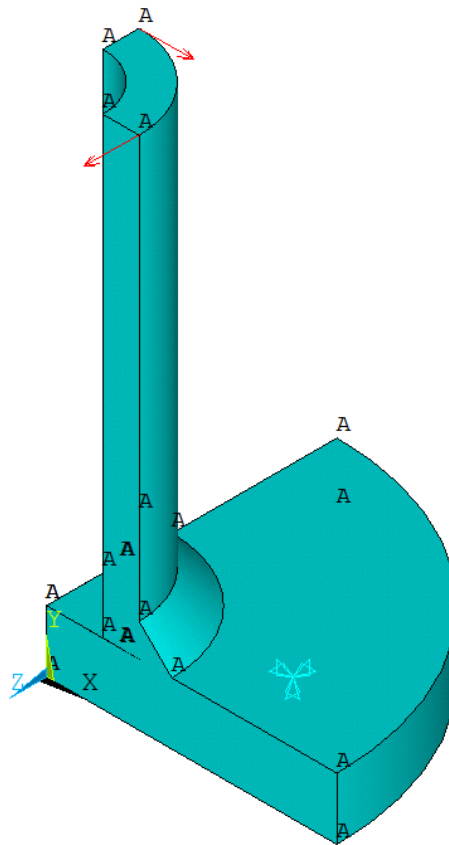


Figura F.2: Schema di vincolo della geometria di riferimento.

Per completezza, di seguito, si riporta il codice APDL in versione che ha permesso di generare il modello.

```

KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,5,10000, ,0,5, !Suppress Warning
!*
/PREP7 !Preprocessor
!*
ET,1,SOLID187 !Element Type Tetra 10
!*
MPTEMP,,,,,,,, !Material Steel
MPTEMP,1,0
YoungMod=206000
PoisRatio=0.3
MPDATA,EX,1,,YoungMod
MPDATA,PRXY,1,,PoisRatio
!*
!Modeling Geometry
Rpiatto=80 !Parameters
Spiatto=17
extRtubo=25.5
Zsaldatura=9
Stubo=10
Ltubo=125
VnotchOpen=5e-2
!*
K,1,0,0,0 !Keypoints

```

```

K,2,Rpiatto,0,0
K,3,Rpiatto,Spiatto,0
K,4,extRtubo+Zsaldatura,Spiatto,0
K,5,extRtubo,Spiatto+Zsaldatura,0
K,6,extRtubo,Spiatto+Ltubo,0
K,7,extRtubo-Stubo,Spiatto+Ltubo,0
K,8,extRtubo-Stubo,Spiatto+VnotchOpen,0
K,9,extRtubo,Spiatto,0
K,10,0,Spiatto,0
!*
LSTR,1,2 !Lines
LSTR,2,3
LSTR,3,4
LSTR,4,5
LSTR,5,6
LSTR,6,7
LSTR,7,8
LSTR,8,9
LSTR,9,10
LSTR,10,1
!*
AL,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10 !Area
!*
VROTAT,1,,,,,1,10,90, !Volume
!*
*DEL,Rpiatto !Delete Parameters
*DEL,Spiatto
*DEL,extRtubo
*DEL,Zsaldatura
*DEL,Stubo
*DEL,Ltubo
*DEL,VnotchOpen
!*
!Mesh PSM
aDimPSM=9 !Zsaldatura
dGlobal=aDimPSM/3
!* ESIZE,dGlobal,0
MSHKEY,0
VMESH,1
!*
!Constrains
DA,2,ALL !Incastro
DA,1,ASYM !Antimetrie
DA,11,ASYM
!*
!Loads
!Tau nominal = 1MPa
!see Excel file "01.1 Loads"
Force=49.5
FK,6,FZ,Force
FK,15,FX,Force
!*
FINISH
!*
/SOL
/STATUS,SOLU
SOLVE
!*

```

```

FINISH
!*
SAVE,Model,db,,ALL
!*
EXIT,NOSAVE

```

## F.2 Macro APDL

Prima di illustrare l'utilizzo della macro compilata, si riporta di seguito la versione integrale del codice scritto in linguaggio APDL. Si ricorda che tale script deve essere copiato all'interno di un file di testo ed attivato direttamente seguendo il percorso

File → Read Input from...  
all'interno di Mechanical APDL.

```

/PMACRO
/UIS,MSGPOP,0 !Suppress Error
KEYW,PR_SGVOF,1
/NERR,5,10000, ,0,5,
/GRAPHICS,FULL !Power Graphics OFF
!*
/PREP7 !Preprocessor
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
LPLLOT !Plot Lines
*MSG,NOTE,VNotch !pop up
Please, Pick All Lines of a V-Notch to be Analised
LSEL,S,P !pop up Pick Lines of the VNotch
*VGET,VNotchL,LINE,,LLIST !Array with Lines Number
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
APLOT !Plot Areas
*MSG,NOTE,VNotch !pop up
Please, Pick All Areas on One-Side of V-Notch
ASEL,S,P !pop up Pick Areas on One-Side of the V-Notch
*VGET,VNotchNearA,AREA,,ALIST !Array with NearAreas Number
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
APLOT !Plot Areas
*MSG,NOTE,VNotch !pop up
Please, Pick All Areas on Other-Side of V-Notch
ASEL,S,P !pop up Pick Areas on Other-Side of the V-Notch
*VGET,VNotchOtherA,AREA,,ALIST !Array with OtherAreas Number
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
EPLOT
WPCSYS,-1,0 !Align WP to Global Cartesian
WPSTYLE,,,,,1 !Display WP
/REPLOT
*MSG,NOTE,WPoriet !pop up
WP Align: %/&
1) Pick 1 node approximately at the center of curvature of V-Notch %/&
2) Input 3 Rotations(RightHandRule) about WX, WY, WZ axis (WZ Normal to V-Notch
"Plane")
NWPAVE,P !pop up Pick 1 Node approximately at the center of curvature
of V-Notch
/REPLOT
*ASK,ROTX,Rotation about WX axis,0 !pop up input ROTX
WPROTA,,ROTX,

```

```

/REPLOT
*ASK,ROTY,Rotation about WY axis,0 !pop up input ROTY
WPROTA,,,ROTY
/REPLOT
*ASK,ROTZ,Rotation about WZ axis,0 !pop up input ROTZ
WPROTA,ROTZ,,
/REPLOT
!*
/WINDOW,ALL,OFF
*ABSET,Working...,BOTH !Status Bar
!*
*DEL,ROTX !Delete Parameters Rotations WP
*DEL,ROTY
*DEL,ROTZ
!*
ALLSEL,ALL !Select Everythings
*GET,DimVNotchL,PARM,VNotchL,DIM,1 !Number of total V-Notch Lines
LSEL,S,,,VNotchL(1)
*DO,j,2,DimVNotchL !Select V-Notch Lines
LSEL,A,,,VNotchL(j)
*ENDDO
*DEL,j
NSLL,S,1 !Attached Nodes
NSLE,R,CORNER !External Element Nodes
*VGET,NodeLabel,NODE,,NLIST !Array with Node Labels
*GET,NodeDim,PARM,NodeLabel,DIM,1 !Dimension of NodeLabel
!*
*ABCHECK,15,Working... !Status Bar Check
!*
*DIM,LabelPhi,ARRAY,NodeDim,2 !Matrix LabelPhi (empty: node label, node phi
coord)
CSWPLA,99,1,1,1, !Local Cylindrical in WP (x,y to R,theta)
CSYS,99 !Active Local Cyclindrical
WPCSYS,-1,0 !Align WP to Global Cartesian
*DO,j,1,NodeDim
*SET,LabelPhi(j,1),NodeLabel(j) !Fill 1st column (node label)
*GET,LabelPhi(j,2),NODE,NodeLabel(j),LOC,Y !Fill 2nd column (node phi coord)
*ENDDO
*DEL,j
CSDELE,99 !Delete Local Cylindrical
CSYS,0 !Active Global Cartesian
!*
*DIM,JustToSort,ARRAY,NodeDim !Functional Array
*MOPER,JustToSort(1),LabelPhi(1,1),SORT,,2,, !Sorting by 2nd column (node phi
coord)
*DEL,JustToSort !Delete Functional Array
!*
*DIM,SortedNode,ARRAY,NodeDim+1 !Create SortedNode (empty array)
*SET,SortedNode(NodeDim+1),LabelPhi(1,1) !Set Last Position to Fist node label
*DO,j,1,NodeDim
*SET,SortedNode(j),LabelPhi(j,1) !Fill Array with Sorted Node Labels
*ENDDO
*DEL,j
!*
*ABCHECK,30,Working... !Status Bar Check
!*
*GET,DimNearA,PARM,VNotchNearA,DIM,1 !Number of total V-Notch NearAreas
*DIM,NearNode,ARRAY,NodeDim !Create NearNode (empty array)

```

```

ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*DO,j,1,NodeDim
NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
ASEL,S,,,VNotchNearA(1)
*DO,k,2,DimNearA !Select NearAreas
ASEL,A,,,VNotchNearA(k)
*ENDDO
*DEL,k
NSLA,S,1 !Attached Nodes
LSEL,S,VNotchL(1)
*DO,k,2,DimVNotchL !Select V-Notch Lines
LSEL,A,,,VNotchL(k)
*ENDDO
*DEL,k
NSLL,U,1 !Unselect Attached Nodes
NearNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
!*
*ABCHECK,50,Working... !Status Bar Check
!*
*GET,DimOtherA,PARAM,VNotchOtherA,DIM,1 !Number of total V-Notch OtherAreas
*DIM,OtherNode,ARRAY,NodeDim !Create OtherNode (empty array)
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*DO,j,1,NodeDim
NWPAVE,SortedNode(j) !WP on j-Node
CSYS,4 !Active WP
ASEL,S,,,VNotchOtherA(1)
*DO,k,2,DimOtherA !Select OtherAreas
ASEL,A,,,VNotchOtherA(k)
*ENDDO
*DEL,k
NSLA,S,1 !Attached Nodes
LSEL,S,VNotchL(1)
*DO,k,2,DimVNotchL !Select V-Notch Lines
LSEL,A,,,VNotchL(k)
*ENDDO
*DEL,k
NSLL,U,1 !Unselect Attached Nodes
OtherNode(j)=NODE(0,0,0) !Label of Nearest Node
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
!*
*ABCHECK,70,Working... !Status Bar Check

```



```

!*
*DIM,VNotch,ARRAY,NodeDim !Create VNotch (empty array)
*AFUN,DEG !Angle in Degrees
ALLSEL,ALL !Select Everythings
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*DO,j,1,NodeDim
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
CSYS,4 !Active WP
*GET,YNN,NODE,NearNode(j),LOC,Y !Get Y NearNode in WP
*GET,YON,NODE,OtherNode(j),LOC,Y !Get Y OtherNode in WP
*GET,ZON,NODE,OtherNode(j),LOC,Z !Get Z OtherNode in WP
K,1001,0,0,0 !KP on SortedNode(j)
K,1002,0,YNN,0 !KP projection of NearNode(j)
K,1003,0,YON,ZON !KP projection of OtherNode(j)
VNotch(j)=ANGLEK(1001,1002,1003) !Evaluate VNotch Angle
CSYS,0 !Active Global Cartesian
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
*ENDDO
*DEL,j
*DEL,YNN
*DEL,YON
*DEL,ZON
KDELE,1001,1003,1 !Delete KPs
!*
*ABCHECK,80,Working... !Status Bar Check
!*
*DIM,SigmaYY,ARRAY,NodeDim !Mode I (empty array)
*DIM,TauYX,ARRAY,NodeDim !Mode II (empty array)
*DIM,TauYZ,ARRAY,NodeDim !Mode III (empty array)
ALLSEL,ALL !Select Everythings
WPCSYS,-1,0 !WP Align to Global Cartesian
CSYS,0 !Active Global Cartesian
FINISH
/POST1
*DO,j,1,NodeDim
NWPLAN,-1,SortedNode(j),SortedNode(j+1),NearNode(j) !WP on j-Node (X axis to
j+1-Node)
wprot,,,90 !Z Tangent
wprot,90-0.5*(360-VNotch(j)),, !X Bisector V-Notch
CSWPLA,100,1,1,1 !Local Cylindrical in WP
CSYS,100 !Active Local Cylindrical
RSYS,100 !Active for Result
*GET,SigmaYY(j),NODE,SortedNode(j),S,Y !Fill Mode I Array
*GET,TauYX(j),NODE,SortedNode(j),S,XY !Fill Mode II Array
*GET,TauYZ(j),NODE,SortedNode(j),S,YZ !Fill Mode III Array
CSDELE,100 !Delete Local Cylindrical
CSYS,0 !Active Global Cartesian
RSYS,0 !Active for Result
*ENDDO
*DEL,j
!*
*ABCHECK,90,Working... !Status Bar Check
!*
*CFOPEN,'S_Peak_Tetra_10','txt',,APPEND !Create Results File
!*
*VWRITE,'S_Peak' !Title

```

```

(' ',A12)
!*
*VWRITE,'NodeNum','PhiCoor','VNotch','SigmaYY','TauYX','TauYZ' !Column Name
(empty)
(' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14' ',A14)
!*
*VWRITE,LabelPhi(1,1),LabelPhi(1,2),VNotch(1),SigmaYY(1),TauYX(1),TauYZ(1)
!Write Results
(' ',F10.0,' ',F10.2,' ',F10.3,' ',F10.6,' ',F10.6,' ',F10.6)
!*
*CFCLAS !Close File
!*
!*DEL,NodeDim !Delete ALL Parameters
!*DEL,SigmaYY
!*DEL,TauYX
!*DEL,TauYZ
!*DEL,VNotch
*DEL,OtherNode
!*DEL,NearNode
!*DEL,SortedNode
!*DEL,LabelPhi
*DEL,NodeLabel
*DEL,DimVNotchL
*DEL,VNotchL
*DEL,DimNearA
*DEL,VNotchNearA
*DEL,DimOtherA
*DEL,VNotchOtherA
!*
*ABFINI
FINISH
/WINDOW,ALL,ON
EPLOT
*MSG,NOTE,Result
Job Done! Check S_Peak_Tetra_10.txt for Results!

```

### F.3 Uso della macro APDL

Risolto il modello di riferimento in Figura F.2, è possibile far partire la macro direttamente all'interno di Mechanical APDL. In questo esempio si ipotizza di voler estrarre le tensioni di picco lungo il piede cordone lato piastra, evidenziato in Figura F.3.

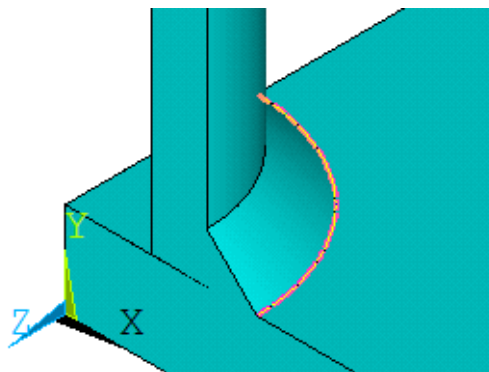


Figura F.3: Linea del piede cordone analizzata nell'esempio applicativo della macro APDL.

Avvita la macro, come prima cosa si richiede all'utente di selezionare tutte le linee appartenenti al V-notch obbiettivo dell'analisi. In Figura F.4, è possibile vedere la finestra di pop up che suggerisce all'utente quali linee selezionare. Si noti che vengono visualizzate le sole linee del modello in modo da facilitare la selezione.

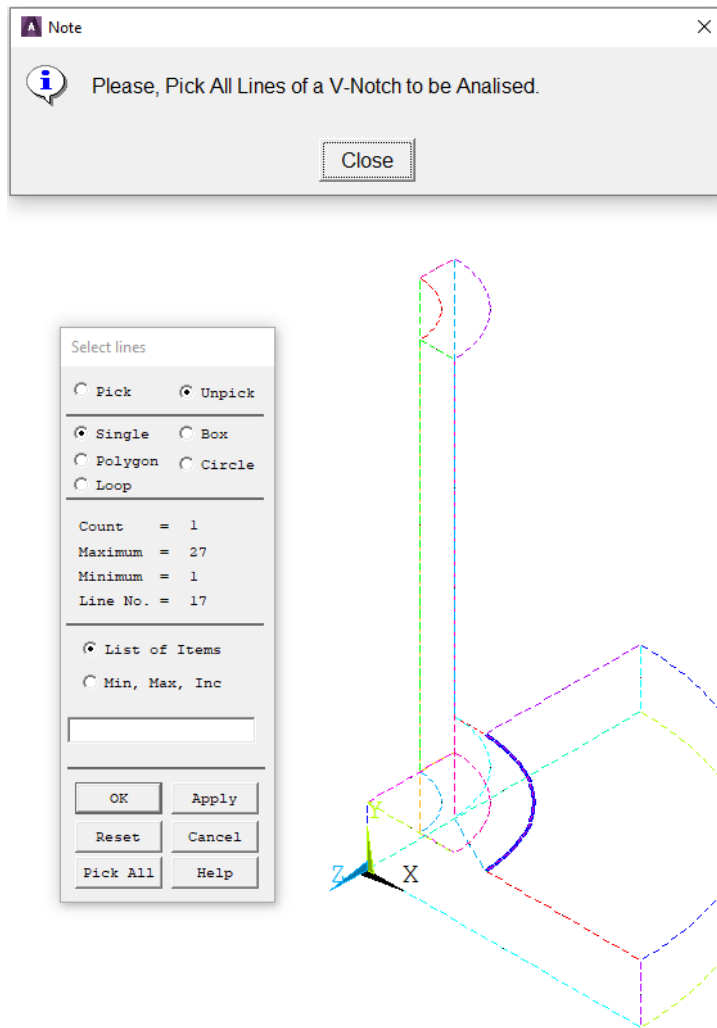


Figura F.4: Selezione delle linee dell'analisi con la macro APDL (visualizzazione delle sole linee del modello).

Selezionata la linea da analizzare, il passaggio successivo consiste nello scegliere le facce adiacenti a tale linea. In Figura F.5, si noti come prima (parte sinistra) si richiede la selezione di tutte le aree da un lato (One-Side), poi tutte quelle dall'altro lato (Other-Side).

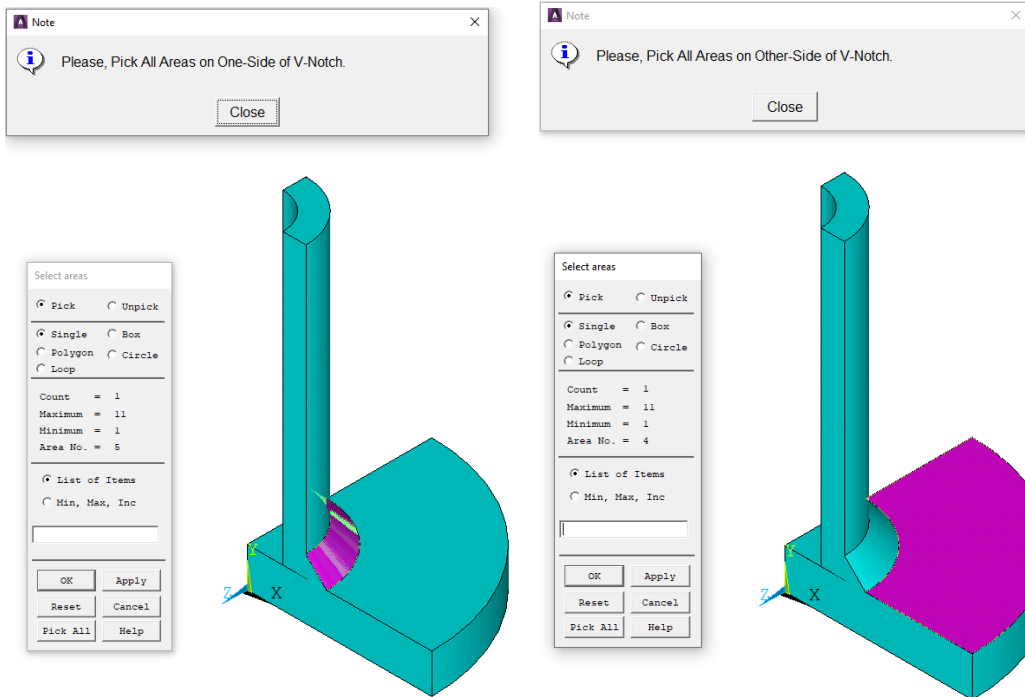


Figura F.5: Selezione delle aree adiacenti alla linea da analizzare con la macro APDL.

Completata la selezione delle aree, la macro richiede di posizionare ed orientare correttamente il Working Plane. Tale operazione è guidata e si articola nei seguenti punti:

- selezione di un nodo posizionato approssimativamente lungo l'asse appartenente al centro di curvatura della linea da analizzare;
- ruotare il Working Plane in modo che l'asse WZ sia più possibile ortogonale al piano contenente la linea da analizzare.

Tali indicazioni sono volutamente imprecise, poichè è possibile che la linea del V-notch non appartenga ad alcun piano ed abbia uno sviluppo tridimensionale. Questo passaggio non avrà influenza sulle tensioni di picco estratte, infatti serve unicamente ad "ordinare" i nodi appartenenti alla linea, associando ad ogni nodo la corretta coordinata angolare.

In Figura F.6 è possibile avere un esempio relativo alla selezione del nodo su cui posizionare il Working Plane. Mentre in Figura F.7 si osserva la rotazione da imporre attorno all'asse WX del Working Plane. In caso non siano necessarie rotazioni del Working Plane basta cliccare il pulsante OK nella scheda Prompt di Figura F.7. Si evita di rappresentare le schermate relative alle altre due rotazioni attorno agli assi WY e WZ, poichè nulla aggiungerebbero alla spiegazione.

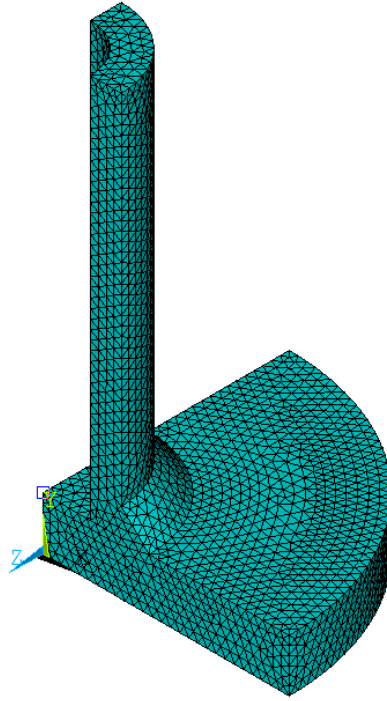
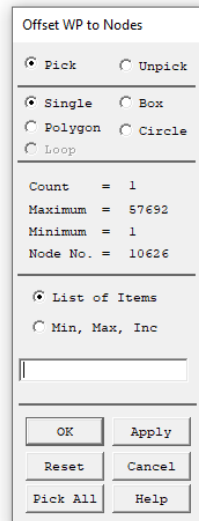
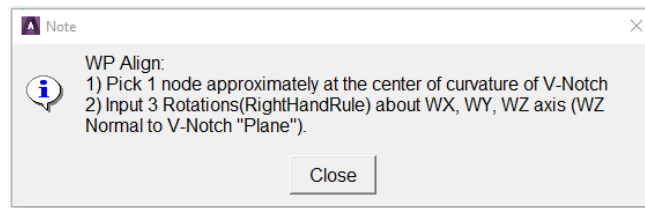


Figura F.6: Selezione del nodo per posizionare il Working Plane con la macro APDL.

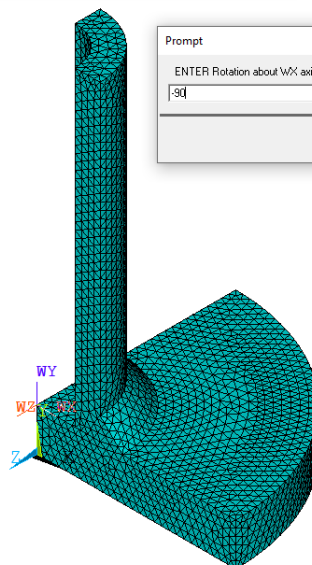
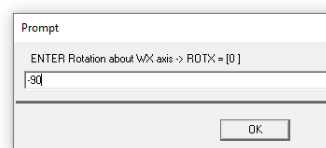
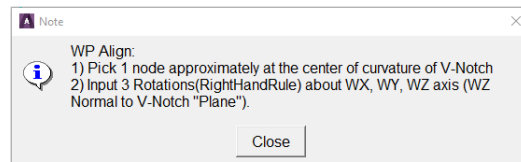


Figura F.7: Rotazione attorno all'asse WP per orientare correttamente il Working Plane con la macro APDL.

Inseriti i parametri di input appena discussi, la macro inizierà a lavorare. Una volta conclusa l'analisi apparirà il messaggio in Figura F.8.

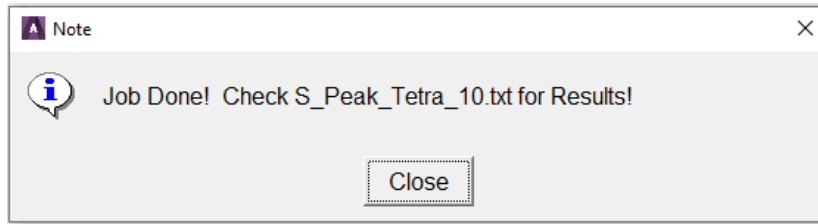


Figura F.8: Messaggio di fine lavoro della macro APDL.

Controllando la directory di lavoro, è possibile accorgersi della presenza di un nuovo file di testo "S\_Peak\_Tetra\_10" contenente i risultati cercati. Si propone un esempio di file dei risultati in Figura F.9. Come si può notare sono presenti diverse colonne che riportano rispettivamente:

- numero identificativo del nodo;
- la coordinata angolare relativa a ciascun nodo;
- la stima dell'angolo di apertura del V-notch per ciascun nodo;
- tre colonne con le tensioni di picco relative rispettivamente ai modi I, II e III.

S_Peak	NodeNum	PhiCoor	VNotch	SigmaYY	TauYX	TauYZ
5943.	0.00	131.107	0.027300	0.024641	-0.687902	
5945.	6.43	138.961	0.021959	0.034691	-0.665575	
5947.	12.86	140.644	0.027933	0.030861	-0.641050	
5949.	19.29	132.856	0.025824	0.036650	-0.670673	
5951.	25.71	132.766	0.027466	0.031806	-0.645050	
5953.	32.14	132.738	0.030067	0.033471	-0.639234	
5955.	38.57	132.666	0.027036	0.033560	-0.626609	
5957.	45.00	139.188	0.027311	0.031143	-0.613668	
5959.	51.43	139.062	0.024560	0.030380	-0.638595	
5961.	57.86	138.963	0.028329	0.031715	-0.662669	
5963.	64.29	138.848	0.033647	0.034186	-0.638526	
5965.	70.71	138.625	0.023591	0.033337	-0.645814	
5967.	77.14	132.027	0.026103	0.036955	-0.678923	
5969.	83.57	132.391	0.028193	0.036137	-0.719353	
5933.	90.00	83.461	-0.121066	-0.466477	0.054349	

Figura F.9: Esempio dei risultati in output della macro APDL.

Si noti che l'ultima riga dei risultati appare completamente in disaccordo con le altre. Questo fatto è dovuto a come è stata compilata la macro, infatti è stata pensata per analizzare delle linee chiuse. Tuttavia ciò non risulta problematico, poichè l'applicazione del Peak Stress Method esclude dall'analisi i nodi di estremità delle linee aperte.

### Script di controllo

I risultati della macro non si sono dimostrati sempre attendibili, poichè dipendono dalle scelte dell'utente. Si è perciò compilato un brevissimo script di controllo, per valutare il corretto orientamento dei sistemi locali ad apice intaglio. Si riporta di seguito lo script di controllo in versione integrale. Si ricorda che tale script deve essere copiato all'interno di un file di testo ed attivato direttamente seguendo il percorso

File → Read Input from...  
all'interno di Mechanical APDL.

```

/PMACRO
/PREP7 !Preprocessor
WPSTYLE,,,,,1 !Display WP
*MSG,UI,NodeDim
Total Node of V-Notch = %I %/&
Do NOT above this Value in the Input

```

```

!*
*ASK,NodeVNotch,,1
NWPLAN,1,SortedNode(NodeVNotch),SortedNode(NodeVNotch+1),NearNode(NodeVNotch)
!WP on j-Node (X axis to j+1-Node)
wprot,,90 !Z Tangent
wprot,90-0.5*(360-VNotch(NodeVNotch)), !X Bisector V-Notch
/ANG,1,90.000000,YS,1 !Plane XY normal
/REP,FAST
/AUTO,1
/REPLOT

```

Attivato lo script di controllo, solamente dopo aver concluso l'analisi con la macro APDL, esso richiede in input il nodo da controllare. Inoltre, come possibile vedere in Figura F.10, appare anche un messaggio che indica il numero totale di nodi appartenenti alla linea analizzata. Risulta fondamentale inserire un valore inferiore al numero totale di nodi analizzati.

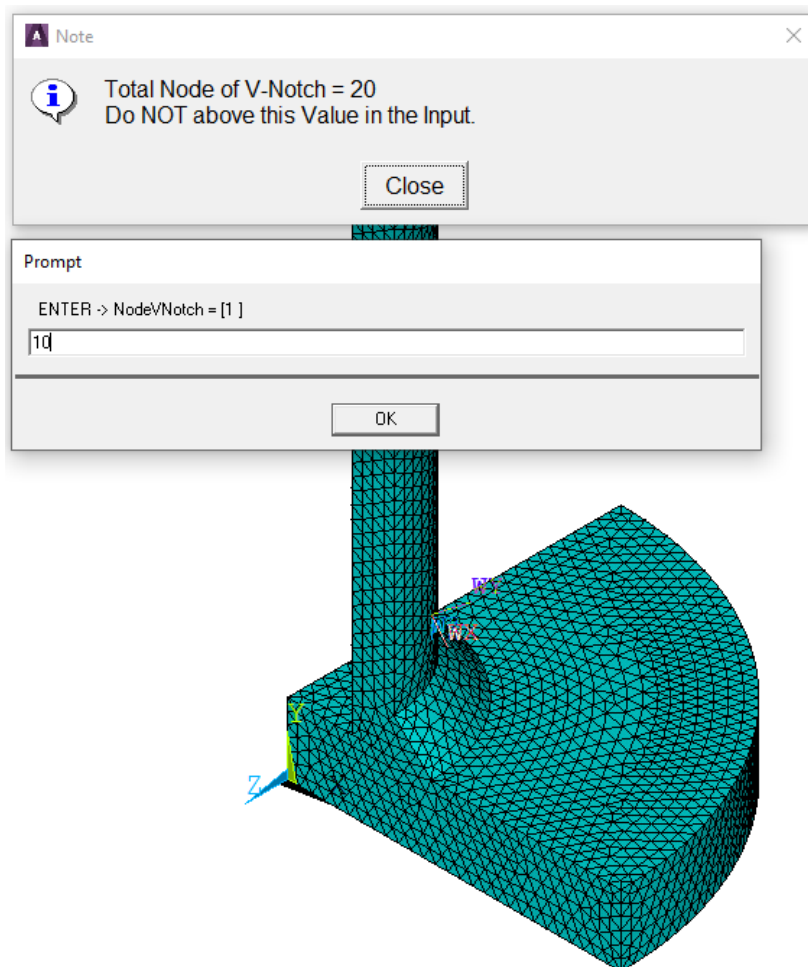


Figura F.10: Selezione del nodo da verificare con lo script di controllo.

Immaginando di voler verificare il corretto orientamento del sistema locale del decimo nodo, come in Figura F.10, lo script mostrerà il Working Plane orientato come in Figura F.11, modificando la visuale in modo da essere perpendicolare all'asse WZ.

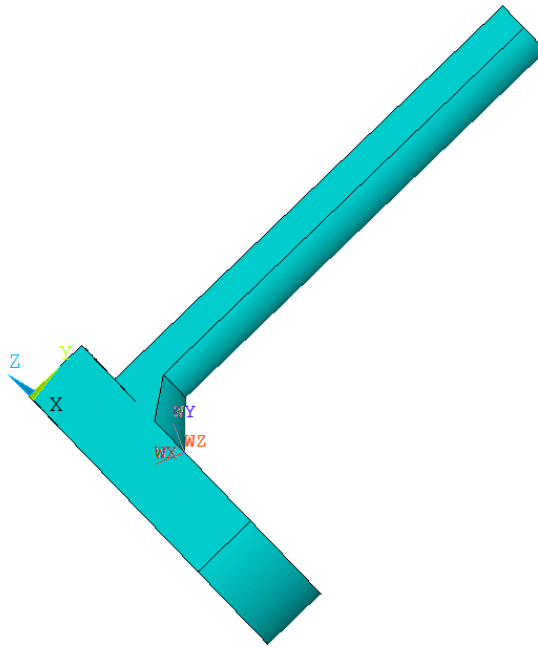


Figura F.11: Verifica del corretto orientamento del Working Plane per l'estrapolazione delle tensioni di picco con la macro APDL.

#### F.4 Rielaborazione dei risultati in Excel

Estrate le tensioni di picco con la macro APDL, è necessario rielaborare i risultati su Excel per calcolare il valore della tensione equivalente di picco. Si propone di seguito una possibile impostazione del file Excel per il calcolo, immaginando di trattare il caso più generale possibile con angoli di apertura del V-notch per ogni nodo. Si sottolinea che tale premessa implica una forzatura del Peak Stress Method, in particolare nella scelta dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  in Figura F.12.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1														
2		Alluminium												
3		v	0.33				v Factor	$\frac{2}{1-\nu^2}$	2.244417					
4		R0	0.12 mm											
5														
6							d/R0	$\frac{d}{R_0}$	8.333333					
7		Global Element Size												
8		d	1 mm											
9														
10														
11		K*FE	1.05	err 15%		/			1.21	err 10%		0		
12		2α	0° to 127.5°			n/a			>127.5° to 150°			>150°		
13														
14														
15		K**FE	1.63	err 20%		0			2.65	err 10%		0		
16		2α	0° to 5°			>5° to 85°<			85° to 95°			>95°		
17														
18														
19		K***FE	1.37	err 15%		/			1.7	err 10%		0		
20		2α	0° to 105°			n/a			>105° to 150°			>150°		
21														

Figura F.12: Foglio Excel nominato "PSM Parameters" contenente i parametri per l'applicazione del Peak Stress Method.

In Figura F.13, è rappresentato il foglio di calcolo completo utilizzato per calcolare la tensione equivalente di picco a partire dalle tensioni di picco estratte con la macro APDL. In seguito, saranno commentate le varie colonne che lo compongono e scritte le formule presenti.





M	N	O	P	Q	R	S	T
e1v1	e1v2	e1v3	e1v4	e1v5	e1v6	e1v7	e1
0.143	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
0.143	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
0.142	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
0.142	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
0.142	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
0.142	-0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
0.142	-0.002	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.141
U	V	W	X	Y	Z	AA	AB
e2v1	e2v2	e2v3	e2v4	e2v5	e2v6	e2	e3
0.209	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.210	0.349
0.209	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.209	0.349
0.212	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.212	0.351
0.212	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.213	0.351
0.213	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.214	0.352
0.214	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.215	0.353
0.215	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.216	0.353
0.217	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.217	0.354

Figura F.16: Zoom colonne M-AB del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco.

Si riportano di seguito le formule delle celle.

$$M5 = 0.1465 - 0.01684 * (\$D5-89) / 51.18 - 0.008296 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / (0.03172 - 0.01816 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 2)$$

$$N5 = 0.003428 * (\$D5-89) / 51.18 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / (0.03172 - 0.0002868 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172) ^ 2)$$

$$O5 = -0.0005476 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 3 + 0.001231 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 2 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172$$

$$P5 = 0.00009226 * (\$D5-89) / 51.18 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172) ^ 2 + 0.001451 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 4$$

$$Q5 = -0.0003631 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 3 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172 + 0.00003024 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 2 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172) ^ 2$$

$$R5 = 0.0001547 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 5 - 0.0001329 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 4 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172$$

$$S5 = -0.000007563 * ((\$D5-89) / 51.18) ^ 3 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.03172) ^ 2$$

$$T5 (e_1) = \text{SOMMA} (M5 : S5)$$

$$U5 = 0.2357 - 0.05639 * (\$D5-48.75) / 30.04 - 0.0006838 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / (0.0318 + 0.005448 * ((\$D5-48.75) / 30.04) ^ 2)$$

$$V5 = 0.001556 * (\$D5-48.75) / 30.04 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / (0.0318 - 0.0001576 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.0318) ^ 2)$$

$$W5 = -0.0001068 * ((\$D5-48.75) / 30.04) ^ 3 - 0.0004998 * ((\$D5-48.75) / 30.04) ^ 2 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.0318$$

$$X5 = 0.00007466 * (\$D5-48.75) / 30.04 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.0318) ^ 2 - 0.00008246 * ((\$D5-48.75) / 30.04) ^ 4$$

$$Y5 = 0.00006646 * ((\$D5-48.75) / 30.04) ^ 3 * ('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.0318$$

$$Z5 = -0.00001595 * ((\$D5-48.75) / 30.04) ^ 2 * (('PSM Parameters' !\$C\$3-0.3) / 0.0318) ^ 2$$

$$AA5 (e_2) = \text{SOMMA} (U5 : Z5)$$

$$AB5 (e_3) = 0.3183 - 0.0008842 * (\$D5) + 0.3183 * 'PSM Parameters' !\$C\$3 + 0.0000000000000008168 * (\$D5)^2 - 0.0008842 * (\$D5) * 'PSM Parameters' !\$C\$3$$

Nelle colonne AD-AL sono stati calcolati i valori dei coefficienti  $\lambda_i$  con  $i = 1, 2, 3$  utilizzando i polinomi di interpolazione tratti da [34]. Le colonne AD-AL sono rappresentate in Figura F.17, la riga evidenziata è la numero 5.

AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ	AK	AL
L1v1	L1v2	L1	L2v1	L2v2	L2	L3v1	L3v2	L3
0.009	0.505	0.514	0.009	0.738	0.748	0.005	0.602	0.607
0.010	0.505	0.514	0.009	0.739	0.748	0.005	0.602	0.607
0.009	0.505	0.513	0.009	0.731	0.740	0.005	0.599	0.603
0.008	0.505	0.513	0.008	0.729	0.737	0.005	0.598	0.603
0.008	0.505	0.513	0.008	0.727	0.735	0.004	0.597	0.602
0.008	0.504	0.512	0.008	0.724	0.732	0.004	0.596	0.600
0.008	0.504	0.512	0.008	0.721	0.729	0.004	0.595	0.599
0.007	0.504	0.511	0.007	0.717	0.725	0.004	0.594	0.598

Figura F.17: Zoom colonne AD-AL del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco.

Si riportano di seguito le formule delle celle.

$$AD = 0.000000000000000123958 * \$D5^6 - 0.000000000000427186 * \$D5^5 + 0.0000000000811426 * \$D5^4$$

$$AE5 = -0.000000000375746 * \$D5^3 + 0.00000177817 * \$D5^2 - 0.0000196363 * \$D5 + 0.5$$

$$AF5 (\lambda_1) = \text{SOMMA}(AD5:AE5)$$

$$AG5 = 0.0000000000237842 * \$D5^4 + 0.0000000220602 * \$D5^3$$

$$AH5 = 0.0000156491 * \$D5^2 + 0.00277831 * \$D5 + 0.5$$

$$AI5 (\lambda_2) = \text{SOMMA}(AG5:AH5)$$

$$AJ5 = 0.00000000000000526346 * \$D5^5 - 0.0000000000885746 * \$D5^4 + 0.0000000230119 * \$D5^3$$

$$AK5 = 0.00000332947 * \$D5^2 + 0.00139616 * \$D5 + 0.5$$

$$AL5 (\lambda_3) = \text{SOMMA}(AJ5:AK5)$$

Nelle colonne AN-AP sono state implementate delle funzioni IF annidate per scegliere il valore dei coefficienti  $K_{FE}^i$  con  $i = *, **, ***$  in base a quelli riportati in Figura F.12. Questo passaggio risulta particolarmente critico, si sottolinea come sia una forzatura del metodo, poichè estende il campo di validità dei coefficienti rispetto ai limiti riportati in Letteratura [33]. Le colonne AN-AP sono rappresentate in Figura F.18, la riga evidenziata è la numero 5.

AN	AO	AP
K*FE	K**FE	K***FE
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370
1.050	0.000	1.370

Figura F.18: Zoom colonne AN-AP del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco.

Si riportano di seguito le formule delle celle.

$$AN5 (K_{FE}^*) = SE(\$D5>150; 'PSM Parameters' !\$M\$11; SE(\$D5>127.5; 'PSM Parameters' !\$J\$11; SE(\$D5<=127.5; 'PSM Parameters' !\$D\$11; ERR)))$$

$$AO5 (K_{FE}^{**}) = SE(\$D5>95; 'PSM Parameters' !\$M\$15; SE(\$D5>=85; 'PSM Parameters' !\$J\$15; SE(\$D5>5; 'PSM Parameters' !\$G\$15; SE(\$D5<5; 'PSM Parameters' !\$D\$15; ERR))))$$

$$AP5 (K_{FE}^{***}) = SE(\$D5>150; 'PSM Parameters' !\$M\$19; SE(\$D5>105; 'PSM Parameters' !\$J\$19; SE(\$D5<=105; 'PSM Parameters' !\$D\$19; ERR)))$$

Nelle colonne AR–AT sono stati calcolati i valori dei parametri  $f_{wi}$  con  $i = 1, 2, 3$  utilizzando le formule esposte al Capitolo 1. Le colonne AR–AT sono rappresentate in Figura F.19, la riga evidenziata è la numero 5.

AR	AS	AT
fw1	fw2	fw3
1.655	0.000	2.792
1.654	0.000	2.790
1.658	0.000	2.819
1.659	0.000	2.825
1.660	0.000	2.833
1.661	0.000	2.843
1.662	0.000	2.854
1.663	0.000	2.867

Figura F.19: Zoom colonne AR–AT del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco.

Si riportano di seguito le formule delle celle.

$$AR5 (f_{w1}) = \$AN5 * RADQ(\$T5 * 'PSM Parameters' !\$I\$3) * 'PSM Parameters' !\$I\$6 ^ (1 - \$AF5)$$

$$AR5 (f_{w2}) = \$AO5 * RADQ(\$AA5 * 'PSM Parameters' !\$I\$3) * 'PSM Parameters' !\$I\$6 ^ (1 - \$AI5)$$

$$AR5 (f_{w3}) = \$AP5 * RADQ(\$AB5 * 'PSM Parameters' !\$I\$3) * 'PSM Parameters' !\$I\$6 ^ (1 - \$AL5)$$

Nelle colonne AV–AZ sono stati calcolati i contributi relativi ai modi I, II e III di sollecitazione dell'intaglio, infine la ricercata tensione equivalente di picco. Le colonne AV–AZ sono rappresentate in Figura F.20, la riga evidenziata è la numero 5.

AV	AW	AX	AY	AZ
Mode I	Mode II	Mode III		SEQ
81.713	0.000	6.931		82.006
75.073	0.000	12.729		76.145
71.052	0.000	18.043		73.307
66.737	0.000	23.305		70.690
63.319	0.000	28.006		69.236
61.136	0.000	33.431		69.680
59.208	0.000	38.945		70.869
56.140	0.000	43.868		71.247

Figura F.20: Zoom colonne AV–AZ del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco.

Si riportano di seguito le formule delle celle.

$$AV5 = AR5 * I5$$

$$AW5 = AS5 * J5$$

$$AX5 = AT5 * K5$$

$$AZ5 (\sigma_{eq,peak}) = RADQ(AV5^2 + AW5^2 + AX5^2)$$

## Elenco delle figure

1.1	Rappresentazione di un generico intaglio acuto di apertura $2\alpha$ con relativo sistema di riferimento cilindrico centrato ad apice intaglio e schema tensionale del generico elementino alle coordinate $(r, \theta)$ . . . . .	2
1.2	Andamento dei gradi di singolarità $1 - \lambda_1$ e $1 - \lambda_2$ in funzione dell'angolo di apertura $2\alpha$ dell'intaglio acuto. . . . .	2
1.3	Banda di dispersione per l'approccio SED per giunti saldati in alluminio [20]. . . . .	4
1.4	Giunto saldato tubo su flangia, visualizzazione della mesh con elementi SOLID 187 (libreria Ansys®), con rappresentazione delle tensioni $\sigma_{\theta\theta}$ , $\tau_{\theta r}$ e $\tau_{\theta z}$ riferite ad un sistema di coordinate cilindriche centrato nei nodi di apice intaglio (lato radice e piede cordone di saldatura) [33]. . . . .	6
1.5	Schema per scegliere correttamente la dimensione caratteristica $a$ [33]. . . . .	6
1.6	Esempio guida per la scelta dei nodi da utilizzare nel calcolo della media mobile [33]. . . . .	8
1.7	Curve di progettazione a fatica secondo PSM ricavata per rotture a piede cordone di saldatura per giunti in alluminio [33]. . . . .	10
1.8	Curve di progettazione a fatica secondo PSM ricavata per rotture a piede cordone di saldatura per giunti in acciaio [33]. . . . .	11
1.9	Curve di progettazione a fatica secondo PSM con dati sperimentali aggiornati per giunti in alluminio [33]. . . . .	12
1.10	Curve di progettazione a fatica secondo PSM con dati sperimentali aggiornati per giunti in acciaio [33]. . . . .	13
2.1	Rappresentazione schematica di un giunto a croce a sinistra e di un giunto a T a destra, provvisti di relative quote funzionali: "a" spessore del piatto principale, "t" spessore del piatto secondario, "b" larghezza del cordone di saldatura. . . . .	15
2.2	Key-options da impostare per l'elemento PLANE182 [33]. . . . .	16
2.3	Settori circolari di raggio $0.28mm$ e $0.0001mm$ rispettivamente sopra e sotto riferiti alla geometria 1-Cruciform per il metodo NSIF (visualizzazione delle sole linee, già predisposte alla generazione della mesh). . . . .	17
2.4	Parametri impostati per il comando "Concentration Keypoint". . . . .	18
2.5	Mesh ottenute nei settori circolari di raggio $0.28mm$ e $0.0001mm$ rispettivamente sopra e sotto riferite alla geometria 1 Cruciform per il metodo NSIF. . . . .	19
2.6	Mesh ottenute nei pressi del settore circolare esterno ( $0.28mm$ ) delle geometrie 1, 12 (in alto rispettivamente sinistra e destra), 16 Cruciform e 23 T (in basso rispettivamente sinistra e destra) per il metodo NSIF. . . . .	20
2.7	Settori circolari di raggio $2mm$ e $0.28mm$ riferiti alla geometria 1 Cruciform per il metodo SED (visualizzazione delle sole linee, già predisposte alla generazione della mesh). . . . .	21
2.8	Mesh ottenuta nei settori circolari di raggio $2mm$ e $0.28mm$ (quest'ultimo non immediatamente distinguibile) riferita alla geometria 1-Cruciform per il metodo SED. . . . .	22
2.9	Mesh ottenute nei pressi del settore circolare esterno ( $2mm$ ) delle geometrie 1, 12 (in alto rispettivamente sinistra e destra), 16 Cruciform e 23 T (in basso rispettivamente sinistra e destra) per il metodo SED. . . . .	23
2.10	Verifica del numero di elementi condivisi dal nodo ad apice intaglio con riferimento alla geometria 1-Cruciform per l'applicazione del PSM. . . . .	24
2.11	Geometrie dei giunti Cruciform ed a T in cui sono stati evidenziati gli assi di simmetria (linea rossa a tratti). . . . .	25
2.12	Sistema di vincoli e carichi applicato alle geometrie 1 e 12-Cruciform, con riferimento ai modelli per le analisi con il PSM (visualizzazione delle sole linee). . . . .	26
2.13	Sistema di vincoli e carichi applicato alla geometria 16-Cruciform, con riferimento al modello per le analisi con il PSM (visualizzazione delle sole linee). . . . .	26
2.14	Sistema di vincoli e carichi applicato alla geometria 23 T, con riferimento al modello per le analisi con il PSM (visualizzazione delle sole linee). . . . .	27
2.15	Distribuzioni tensionali singolari ricavati a piede cordone di saldatura rispettivamente per le geometrie Cruciform 1 e 12. . . . .	28

2.16	Distribuzioni tensionali singolari ricavati a piede cordone di saldatura rispettivamente per le geometrie Cruciform 16 e giunto a T 23. . . . .	29
2.17	Andamento del fattore di intensificazione delle tensioni di modo I in funzione della distanza da apice intaglio per le geometrie Cruciform 1 e 12. . . . .	30
2.18	Andamento del fattore di intensificazione delle tensioni di modo I in funzione della distanza da apice intaglio per le geometrie Cruciform 16 e giunto a T 23. . . . .	31
2.19	Schermata principale del “Programma rianalisi statistica dati FATICA” con evidenziate e numerate le principali aree di interesse. . . . .	34
2.20	Banda di dispersione $\Delta\sigma_{nom} - N_f$ ottenuta e confronto con la letteratura [17]. . . . .	35
2.21	Banda di dispersione $\Delta K_1 - N_f$ ottenuta e confronto con la letteratura [17]. . . . .	36
2.22	Banda di dispersione $\Delta\bar{W} - N_f$ ottenuta e confronto con la letteratura [20]. . . . .	36
2.23	Banda di dispersione $\Delta\sigma_{eq,peak} - N_f$ ottenuta e confronto con la letteratura [33]. . . . .	37
3.1	Geometria nominale del giunto saldato studiato da Gandhi [15, 36]. . . . .	40
3.2	Key-option da impostare per l’elemento SOLID185 [33]. . . . .	41
3.3	Geometria modellata in ambiente FEM: a sinistra evidenziate in viola le superfici soggette a vincolo di simmetria, a destra indicato con una freccia rossa il carico di trazione e evidenziata in viola la superficie soggetta a vincolo di incastro. . . . .	42
3.4	Evidenziate in viola le linee dove è stato valutato lo spostamento verticale per l’analisi a convergenza. . . . .	43
3.5	Grafico riassuntivo dei risultati dell’analisi a convergenza. . . . .	44
3.6	Geometria “submodel” con evidenziate in viola: a sinistra, le superfici interessate dal vincolo di simmetria, mentre a destra, quelle del “cut boundary”. . . . .	44
3.7	A sinistra è presente l’area di partenza per la creazione del “submodel” con evidenziate la nuova superficie di “cut boundary” e la zona occupata dal Chord, mentre a destra la mesh di elementi Plane-4-node generata. . . . .	45
3.8	Opzioni di estrusione da impostare per generare la mesh del “submodel” per analizzare il piede cordone lato Chord. . . . .	46
3.9	Mesh del “submodel” generato per analizzare il piede cordone lato Chord. . . . .	46
3.10	Finestra per la generazione del file submodel.node, contenente le coordinate dei nodi appartenenti alle superfici di “cut boundary”. . . . .	47
3.11	Finestra per la generazione del file submodel.cbdo, contenente gli spostamenti dei nodi appartenenti alle superfici di “cut boundary”. . . . .	48
3.12	Geometria, posizione dei nodi e sistema di riferimento per gli elementi tetraedrici SOLID 285 e SOLID 187, rispettivamente a sinistra e destra. Immagini tratte da [5]. . . . .	48
3.13	Volumi modellati in ambiente FEM per Brace, Chord e cordone di saldatura (visualizzazione dei volumi). . . . .	49
3.14	Dimensioni caratteristiche del giunto Gandhi relative ai piedi cordoni lato Chord e Brace. . . . .	50
3.15	Dettaglio nei pressi del cordone di saldatura delle mesh ottenute per i modelli studiati con gli elementi Tetra-4-node e Tetra-10-node, rispettivamente a sinistra e a destra. . . . .	51
3.16	Geometria modellata in ambiente FEM: a sinistra evidenziate in viola le superfici soggette a vincolo di simmetria, a destra indicato con una freccia rossa il carico di trazione e evidenziata in viola la superficie soggetta a vincolo di incastro. . . . .	51
3.17	Linee appartenenti ai piedi cordone di saldatura lato Brace e Chord (visualizzazione della mesh relativa al modello analizzato con elementi Tetra-10-node). . . . .	52
3.18	Passaggi principali per posizionare correttamente il Working Plane sul nodo i-esimo appartenente alla linea di piede cordone (visualizzazione della mesh relativa al modello analizzato con elementi Tetra-10-node). . . . .	53
3.19	Definizione della coordinata angolare $\varphi$ per i modelli analizzati nell’addestramento 3D. . . . .	54
3.20	Andamenti della tensione equivalente di picco lungo i piedi cordone, lato Chord e Brace, per l’analisi svolta con Brick-8-node. . . . .	55
3.21	Andamenti della tensione equivalente di picco lungo i piedi cordone, lato Chord e Brace, per l’analisi svolta con Tetra-4-node. . . . .	55
3.22	Andamenti della tensione equivalente di picco lungo i piedi cordone, lato Chord e Brace, per l’analisi svolta con Tetra-10-node. . . . .	56
3.23	Confronto degli andamenti della tensione equivalente di picco a piede cordone lato Brace con relative bande d’errore. . . . .	57

3.24	Confronto degli andamenti della tensione equivalente di picco a piede cordone lato Chord con relative bande d'errore. . . . .	57
3.25	Evoluzione del profilo della cricca al variare del numero di cicli considerato nei pressi del punto "A" [15]. . . . .	58
3.26	Punti sperimentali del provino TA1, relativi alle analisi svolte con Brick-8-node, Tetra-4-node e Tetra-10-node, inseriti nella banda a progettazione del PSM per acciaio e prevalenza dei modi I e II di carico [33]. . . . .	59
4.1	Rappresentazione schematica della geometria analizzata [13], assieme allo schema di vincoli e carichi applicati. . . . .	61
4.2	Foto del macchinario servo-idraulico utilizzato per le prove a fatica con un provino montato [13]. . . . .	62
4.3	Grafico utilizzato per l'extrapolazione dei valori della tensione nominale [13]. . . . .	64
4.4	Distribuzione delle dimensioni dei raggi di curvatura a piede cordone misurati [13]. . . . .	65
4.5	Disegno tecnico del giunto saldato analizzato da Costa [26]. . . . .	67
4.6	Ingrandimento nei pressi della radice cordone dello sketch utilizzato per la modellazione del giunto studiato da Costa per l'analisi in Ansys Mechanical APDL. . . . .	67
4.7	Superfici unite grazie al comando "Share" in Ansys SpaceClaim del giunto studiato da Costa. . . . .	68
4.8	V-notch presenti nel giunto saldato studiato da Costa con evidenziati i parametri $t$ , $l$ e $z$ del Peak Stress Method. . . . .	68
4.9	Mesh ottenuta nei pressi di piede e radice cordone di saldatura per il giunto studiato da Costa. . . . .	69
4.10	Schema di vincolo e carico relativo al caso a flessione del giunto saldato studiato da Costa. . . . .	70
4.11	Verifica che le forze applicate nella simulazione FEM producano effettivamente uno sforzo normale unitario su una sezione a $2mm$ dal piede cordone. . . . .	71
4.12	Schema di vincolo e carico relativo al caso a torsione del giunto saldato studiato da Costa. . . . .	72
4.13	Verifica che le forze applicate nella simulazione FEM producano effettivamente uno sforzo di taglio unitario sulla superficie esterna dell'elemento tubolare di diametro minore valutato su una sezione a $50\text{ mm}$ dal piede cordone. . . . .	72
4.14	Definizione della "Coordinata Angolare" in ascissa ai grafici dei risultati per l'analisi del giunto studiato da Costa. . . . .	74
4.15	Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di flessione e rapporto ciclo $R = 0.05$ per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	75
4.16	Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di torsione e rapporto ciclo $R = 0.05$ per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	75
4.17	Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di flessione e rapporto ciclo $R = -1$ per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	76
4.18	Andamento della tensione equivalente di picco per un carico di torsione e rapporto ciclo $R = -1$ per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	76
4.19	Banda di progettazione del Peak Stress Method per l'alluminio con prevalenza di modo III di sollecitazione dell'intaglio, con inseriti i punti sperimentali ricavati dall'analisi del giunto studiato da Costa. . . . .	77
5.1	Rappresentazione schematica della geometria analizzata [21], assieme allo schema di vincoli e carichi applicati. . . . .	79
5.2	dimensioni fondamentali del giunto saldato studiato da Macdonald [23]. . . . .	81
5.3	Ingrandimento nei pressi della radice cordone dello sketch utilizzato per la modellazione del giunto studiato da Macdonald per l'analisi in Mechanical APDL. . . . .	82
5.4	Ingrandimento nei pressi della radice cordone dello sketch utilizzato per la modellazione del giunto studiato da Macdonald per l'analisi in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	82
5.5	Superfici interessate dal comando "Merge Faces" in SpaceClaim del giunto studiato da Macdonald. . . . .	83
5.6	V-notch presenti nel giunto saldato studiato da Macdonald con evidenziati i parametri $t$ , $l$ e $z$ del Peak Stress Method. . . . .	83
5.7	Mesh ottenuta nei pressi di piede e radice cordone di saldatura per il giunto studiato da Macdonald. . . . .	84
5.8	Schema di vincolo e carico applicato in ambiente FEM per l'analisi del giunto studiato da Macdonald. . . . .	85
5.9	Verifica che le forze applicate in ambiente FEM producano effettivamente uno sforzo normale di trazione unitario sul giunto studiato da Macdonald. . . . .	86
5.10	Definizione della coordinata curvilinea $S$ in ascissa ai grafici dei risultati per l'analisi del giunto saldato studiato da Macdonald. . . . .	88

5.11	Andamento della tensione equivalente di picco per il giunto saldato studiato da Macdonald. . . . .	88
5.12	Considerazioni sull'effettiva apertura angolare a piede cordone di saldatura. . . . .	89
5.13	Banda di progettazione del Peak Stress Method con inseriti i dati dei provini allo stato "as-welded" dell'analisi relativa al giunto saldato studiato da Macdonald. . . . .	90
5.14	Banda di progettazione del Peak Stress Method con inseriti i dati dei provini allo stato "toe-ground" dell'analisi relativa al giunto saldato studiato da Macdonald. . . . .	90
6.1	Immagini copertina dello scooter studiato in [37]. . . . .	91
6.2	Modello CAD del telaio dello scooter elettrico analizzato. . . . .	91
6.3	Setup del banco prova utilizzato per le prove a fatica per la condizione di carico orizzontale con montato un telaio [37]. . . . .	92
6.4	Schema di vincolo e carico semplificato del telaio per la condizione di carico orizzontale. . . . .	93
6.5	Rotture sperimentali nella parte anteriore del telaio dovute alle prove per la condizione di carico orizzontale [37]. . . . .	94
6.6	Geometria CAD della parte anteriore del telaio dello scooter elettrico [14]. . . . .	95
6.7	Zone d'interesse per il confronto tra la geometria reale e quella modellata. . . . .	96
6.8	Confronto nella zona delle fibre superiori del cordone di saldatura. . . . .	96
6.9	Confronto nella zona inferiore del cordone di saldatura. . . . .	97
6.10	Segnati i parametri dimensionali del Peak Stress Method sulla zona superiore del piede cordone: a sinistra sono evidenziati gli spessori "t" dei piedi cordoni, mentre a destra le dimensioni "l" e "z". . . . .	97
6.11	Mesh generata per analizzare il modello dello sterzo del telaio, visualizzazione delle zone delle fibre superiori e inferiori. . . . .	99
6.12	Schema di forze relativo alle prove a fatica per la condizione di carico orizzontale. . . . .	99
6.13	Sistemi di riferimento del banco prova a sinistra e del modello FEM a destra. . . . .	100
6.14	Posizioni degli estensimetri utilizzati per le misurazioni: a sinistra i due estensimetri nella parte inferiore, mentre a destra i due nella parte superiore [14]. . . . .	101
6.15	Superfici di interpolazione, in funzione dell'angolo di apertura $2\alpha$ del V-notch e del coefficienti di Poisson del materiale $\nu$ , utilizzate per il calcolo dei coefficienti $e_i$ con $i = 1, 2, 3$ [34]. . . . .	102
6.16	Curve interpolanti, in funzione dell'angolo di apertura $2\alpha$ del V-notch, utilizzate per il calcolo dei coefficienti $\lambda_i$ con $i = 1, 2, 3$ . . . . .	103
6.17	Specifiche della nomenclatura utilizzata per identificare le linee dei V-notch analizzati. . . . .	104
6.18	Definizione della "Coordinata Angolare $\varphi$ " presente in ascissa ai grafici dei risultati relativi allo sterzo e posizione che individuano le rotture sperimentali. . . . .	105
6.19	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi dello sterzo. . . . .	106
6.20	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato telaio ottenuto per l'analisi dello sterzo. . . . .	106
6.21	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della piede cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi dello sterzo. . . . .	107
6.22	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della piede cordone lato telaio ottenuto per l'analisi dello sterzo. . . . .	107
6.23	Punti critici individuati con riferimento agli andamenti della tensione equivalente di picco dell'analisi in Ansys Mechanical APDL. . . . .	108
6.24	Banda del Peak Stress Method per l'alluminio per prevalenza di modo I con inseriti i risultati relativi all'analisi dello sterzo. . . . .	109
6.25	Banda del Peak Stress Method per l'alluminio per prevalenza di modo III con inseriti i risultati relativi all'analisi dello sterzo. . . . .	109
6.26	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone semplificata lato sterzo ottenuto per l'analisi dello sterzo. . . . .	111
6.27	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone semplificata lato telaio ottenuto per l'analisi dello sterzo. . . . .	111
7.1	Modello SolidWorks® del telaio dello scooter Ciclone analizzato. . . . .	113
7.2	Modello SolidWorks® dello scooter Ciclone completo. . . . .	114
7.3	Cordone di saldatura nella parte anteriore del telaio in prossimità dello sterzo modellato in SolidWorks®, visibili gli sketch alla base del loft. . . . .	114
7.4	Cordone di saldatura nella parte inferiore del telaio in prossimità del supporto collegato all'ammortizzatore modellato in SolidWorks®, visibili gli sketch alla base del loft. . . . .	115



7.5	Cordoni di saldatura nella parte posteriore del telaio in prossimità dei tubolari laterali modellati in SolidWorks®, visibili gli sketch alla base del loft. . . . .	115
7.6	Modello SolidWorks® del telaio dello scooter con la forcella posteriore. . . . .	116
7.7	Confronto tra modello CAD e geometria reale sezionati in corrispondenza dell'elemento tubolare principale del telaio. . . . .	117
7.8	Confronto visivo tra la sezione del tubolare principale del modello CAD e la geometria reale. . . . .	117
7.9	Rappresentazione sintetica di tutti i contatti "Bonded" applicati al telaio dello scooter. . . . .	118
7.10	Modello FEM del telaio in Ansys Mechanical Enterprise, con visibili gli elementi beam per simulare la forcella anteriore e la barra rigida in corrispondenza dello sterzo. . . . .	119
7.11	Elementi beam e "Remote Point" generati per simulare la forcella anteriore in corrispondenza dello sterzo. . . . .	119
7.12	Elemento beam e "Remote Point" generati per simulare la barra rigida in corrispondenza dell'ammortizzatore. . . . .	120
7.13	Parametri dimensionali del Peak Stress Method su piedi e radice cordone in prossimità dello sterzo. . . . .	121
7.14	Volume interessato dalle "Sphere of Influence" nella parte anteriore del telaio in prossimità dello sterzo. . . . .	122
7.15	Presentazione della mesh nelle zone delle fibre superiori ed inferiori del cordone di saldatura dello sterzo. . . . .	122
7.16	Configurazione di carico orizzontale riprodotta in ambiente FEM. . . . .	123
7.17	Definizione della coordinata normalizzata $S$ presente in ascissa ai grafici dei risultati relativi all'analisi del telaio completo e posizioni delle rotture sperimentali rilevate. . . . .	124
7.18	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi del telaio completo. . . . .	125
7.19	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza della radice cordone lato telaio ottenuto per l'analisi del telaio completo. . . . .	125
7.20	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza del piede cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi del telaio completo. . . . .	126
7.21	Andamento della tensione equivalente di picco in corrispondenza del piede cordone lato sterzo ottenuto per l'analisi del telaio completo. . . . .	126
7.22	Punti critici individuati con riferimento all'analisi del telaio completo per carichi orizzontali. . . . .	127
7.23	Banda di progettazione del Peak Stress Method dell'alluminio per prevalenza di modo I con inseriti i risultati relativi all'analisi del telaio completo. . . . .	128
7.24	Banda di progettazione del Peak Stress Method dell'alluminio per prevalenza di modo III con inseriti i risultati relativi all'analisi del telaio completo. . . . .	128
8.1	Bande di progettazione del Peak Stress Method per leghe di alluminio con inseriti i risultati di tutte le analisi svolte. . . . .	131
B.1	Finestra "Element Types" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-13
B.2	Finestra "Library of Element Types" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-14
B.3	Finestra "Define Material Model Behavior" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-14
B.4	Finestra "Linear Isotropic Properties for Material Number 1" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-15
B.5	Finestra "Import IGES File" in Mechanical APDL (1). . . . .	B.1-16
B.6	Finestra "Import IGES File" in Mechanical APDL (2). . . . .	B.1-16
B.7	Finestra "ANSYS Connection for Parasolid" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-17
B.8	Finestra "Global Element Sizes" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-17
B.9	Finestra "Apply U,ROT on Areas" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-18
B.10	Finestra "Apply PRES in areas" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-19
B.11	Finestra "Apply F/M on KPs" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-20
B.12	Finestra "PowerGraphics Display Setting" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-20
B.13	Finestra "Create Local CS at WP Origin" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-21
B.14	Finestra "Option for Output" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-22
B.15	Finestra "Query Nodal Solution Data" in Mechanical APDL. . . . .	B.1-22
B.16	Scermata iniziale di Ansys® Workbench con analisi strutturale. . . . .	B.2-23
B.17	Scheda "Engineering Data" in Ansys® Workbench. . . . .	B.2-24
B.18	Schema ad albero dell'analisi in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-24
B.19	Scheda dettagli "Mesh" in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-25
B.20	Scheda Mesh in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-25

B.21	Scheda dettagli “Method” in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-26
B.22	Scheda dettagli “Sizing” in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-26
B.23	Scheda Environment in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-26
B.24	Scheda dettagli “Pressure” in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-27
B.25	Scheda dettagli “Fixed Support” in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-27
B.26	Scheda dettagli “Force” in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-27
B.27	Scheda dettagli “Displacement” in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-28
B.28	Scheda Solution in Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-28
B.29	Zoom del pulsante ACT Start Page nella schermata iniziale di Workbench e pagina ACT Start Page da cui è possibile attivare l’App ACT PSM. . . . .	B.2-29
B.30	Scheda PSM App all’interno di Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	B.2-29
B.31	Interfaccia grafica dell’App ACT PSM. . . . .	B.2-30
B.32	Sezione “General Settings” nell’App ACT PSM. . . . .	B.2-30
B.33	Sezione “Analysis Settings” nell’App ACT PSM. . . . .	B.2-31
B.34	Sezione “Edges Selection” nell’App ACT PSM. . . . .	B.2-31
B.35	Sezione “Model Characteristics” nell’App ACT PSM. . . . .	B.2-32
B.36	Verifica di compatibilità della mesh con l’applicazione del Peak Stress Method all’interno dell’App ACT PSM. . . . .	B.2-32
B.37	Sezione “Material Properties” nell’App ACT PSM. . . . .	B.2-32
B.38	Sezione “Fatigue Design Curve Settings” nell’App ACT PSM. . . . .	B.2-33
B.39	Comando Contours nella scheda PSM App. . . . .	B.2-33
F.1	Geometria di riferimento per testare l’efficacia della macro ADPL. . . . .	F.1-1
F.2	Schema di vincolo della geometria di riferimento. . . . .	F.1-2
F.3	Linea del piede cordone analizzata nell’esempio applicativo della macro APDL. . . . .	F.3-8
F.4	Selezione delle linee dell’analisi con la macro APDL (visualizzazione delle sole linee del modello). . . . .	F.3-9
F.5	Selezione delle aree adiacenti alla linea da analizzare con la macro APDL. . . . .	F.3-10
F.6	Selezione del nodo per posizionare il Working Plane con la macro APDL. . . . .	F.3-11
F.7	Rotazione attorno all’asse WP per orientare correttamente il Working Plane con la macro APDL. . . . .	F.3-11
F.8	Messaggio di fine lavoro della macro APDL. . . . .	F.3-12
F.9	Esempio dei risultati in output della macro APDL. . . . .	F.3-12
F.10	Selezione del nodo da verificare con lo script di controllo. . . . .	F.3-13
F.11	Verifica del corretto orientamento del Working Plane per l’extrapolazione delle tensioni di picco con la macro APDL. . . . .	F.4-14
F.12	Foglio Excel nominato “PSM Parameters” contenente i parametri per l’applicazione del Peak Stress Method. . . . .	F.4-14
F.13	Foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco a partire dai risultati estratti con la macro APDL. . . . .	F.4-15
F.14	Zoom colonne B–G del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-15
F.15	Zoom colonne I–K del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-15
F.16	Zoom colonne M–AB del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-16
F.17	Zoom colonne AD–AL del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-17
F.18	Zoom colonne AN–AP del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-17
F.19	Zoom colonne AR–AT del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-18
F.20	Zoom colonne AV–AZ del foglio Excel completo per il calcolo della tensione equivalente di picco. . . . .	F.4-18

# Elenco delle tabelle

1.1	Valori dei parametri $\lambda_i$ ed $e_i$ calcolati per gli angoli di maggior interesse ingegneristico [33]. . . . .	4
1.2	Valori dei coefficienti adimensionali $K_{FE}^i$ in base al modo di carico e all'elemento utilizzato per l'analisi FEM (libreria Ansys®), delle condizioni di applicabilità del PSM [33]. . . . .	7
1.3	Criterio per la corretta scelta della banda di progettazione del Peak Stress Method [33]. . . . .	9
2.1	Dati dimensionali e di carico delle geometrie analizzate [30]. . . . .	16
2.2	Parametri impostati per la suddivisione delle linee dei settori circolari per il metodo NSIF. . . . .	18
2.3	Dimensione di elemento media utilizzata per ogni modello e numero totale di elementi generati per la mesh per il metodo NSIF. . . . .	20
2.4	Parametri impostati per la suddivisione delle linee dei settori circolari per il metodo SED. . . . .	21
2.5	Dimensione di elemento media utilizzata per ogni modello e numero totale di elementi generati per la mesh per il metodo SED. . . . .	22
2.6	Valore del coefficiente adimensionale $K_{FE}^*$ in base al modo di carico e all'elemento utilizzato per l'analisi FEM (libreria Ansys®), delle condizioni di applicabilità del PSM [33]. . . . .	23
2.7	Scelta del parametro "Global Element Size" conforme alle condizioni di applicabilità del PSM. . . . .	24
2.8	Confronto del numero di elementi generati con il PSM e con i metodi NSIF e SED per le mesh. . . . .	25
2.9	Confronto dei valori del NSIF di mdodo I calcolati con il metodo NSIF e PSM. . . . .	32
2.10	Risultati dell'applicazione del metodo SED per un carico unitario. . . . .	32
2.11	Parametri comuni a tutte le geometrie per l'applicazione del PSM. . . . .	33
2.12	Risultati dell'applicazione del PSM per un carico unitario. . . . .	33
2.13	Dati sperimentali relativi all'addestramento 2D: tensione nominale applicata e relativa vita a fatica per ogni geometria considerata. . . . .	33
3.1	Valore del coefficiente adimensionale $K_{FE}^*$ in base al modo di carico e all'elemento utilizzato per l'analisi FEM (libreria Ansys®), delle condizioni di applicabilità del PSM [33]. . . . .	39
3.2	Dimensioni caratteristiche della geometria analizzata [15]. . . . .	40
3.3	Dati relativi ai modelli FEM generati per l'analisi a convergenza. . . . .	43
3.4	Parametri impostati per generare le mesh dei "submodels" utilizzati per studiare i piedi cordone lato Chord e Brace. . . . .	47
3.5	Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method, scelta della "Global Element Size" imposta in Mechanical APDL e conseguente numero di elementi generati. . . . .	50
3.6	Valori dei parametri $e_1$ , $\nu$ , $\lambda_1$ ed $R_0$ assunti per l'analisi corrente di un giunto in acciaio ed angolo di apertura del V-notch $2\alpha = 135^\circ$ . . . . .	53
3.7	Valori assunti per i parametri "Global Element Size" ( $d$ ) e $K_{FE}^*$ in base all'elemento finito utilizzato nell'analisi. . . . .	54
3.8	Punti interessati dall'innesco della cricca a piede cordone lato Chord, e relativi valori di $\Delta\sigma_{eq,peak}$ , secondo le previsioni del PSM, ottenuti per una tensione nominale unitaria ( $\Delta\sigma_{nom} = 1MPa$ ) applicata al Brace. . . . .	58
3.9	Dati sperimentali relativi al provino TA1 testato in [15]. . . . .	59
4.1	Composizione chimica della lega di alluminio 6060-T6 utilizzata (peso %) [13]. . . . .	61
4.2	Proprietà meccaniche della lega di alluminio 6060-T6 utilizzata [13]. . . . .	62
4.3	Sintesi dei dettagli sperimentali delle prove a fatica svolte da Costa e del processo di saldatura subito dai provini. . . . .	63
4.4	Configurazioni di carico e numero di prove sperimentali per ciascuna configurazione (B=bending, T=torsion) [13]. . . . .	63
4.5	Dati sperimentali estrapolati da [13] in termini di numero di cicli a rottura e tensioni nominali. . . . .	66
4.6	Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	69
4.7	Numero totale di elementi generati nelle analisi del giunto saldato studiato da Costa. . . . .	69
4.8	Parametri per l'applicazione del Peak Stress Method nell'analisi in Mechanical APDL per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	73
4.9	valori dei coefficienti $c_{wi}$ con $i = 1, 2, 3$ in funzione del rapporto di carico per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	73

4.10	Parametri dimensionali impostati per l'analisi automatica con la App ACT PSM per le analisi del giunto studiato da Costa. . . . .	74
5.1	Proprietà meccaniche della lega alluminio 6082.26-T5 utilizzata [21]. . . . .	79
5.2	Sintesi dei dettagli sperimentali delle prove a fatica svolte da Costa e del processo di saldatura subito dai provini. . . . .	80
5.3	Dati sperimentali in termini di tensione nominale calcolata in corrispondenza della sezione caricata e di vita a fatica [21]. . . . .	81
5.4	Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per il giunto saldato studiato da Costa. . . . .	84
5.5	Numero totale di elementi generati nelle analisi del giunto saldato studiato da Macdonald. . . . .	84
5.6	Parametri per l'applicazione del Peak Stress Method nell'analisi in Mechanical APDL per il giunto saldato studiato da Macdonald. . . . .	87
5.7	Parametri dimensionali impostati per l'analisi automatica con la App ACT PSM per le analisi del giunto studiato da Macdonald. . . . .	87
6.1	Proprietà meccaniche della lega alluminio 6061-T6 di cui è composto il telaio dello scooter elettrico. . . . .	92
6.2	Caratterizzazione delle prove a fatica per la condizione di carico orizzontale relative al telaio dello scooter. . . . .	93
6.3	Risultati delle prove a fatica per la condizione di carico orizzontale svolte sul telaio dello scooter [37]. . . . .	94
6.4	Parametri dimensionali individuati per generazione della mesh secondo le condizioni del Peak Stress Method. . . . .	98
6.5	Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per l'analisi della condizione di carico verticale del telaio completo nella zona in prossimità del supporto collegato all'ammortizzatore. . . . .	98
6.6	Numero totale di elementi Tetra-10-node generati negli ambienti FEM Ansys Mechanical APDL e Ansys Mechanical Enterprise. . . . .	98
6.7	Confronto tra le misurazioni sperimentali [14] degli estensimetri e la simulazione FEM. . . . .	101
6.8	Valori dei coefficienti $K_{FE}^i$ con $i = *, **, ***$ in funzione dell'angolo d'apertura $2\alpha$ del V-notch. . . . .	103
6.9	Parametri dimensionali impostati per l'analisi automatica con la App ACT PSM per l'analisi dello sterzo. . . . .	103
7.1	Confronto numerico tra le aree delle sezioni del tubolare principale del telaio. . . . .	118
7.2	Condizioni di applicabilità del Peak Stress Method per l'analisi della condizione di carico orizzontale del telaio completo. . . . .	121
7.3	Parametri di generazione della mesh per analizzare la configurazione di carico orizzontale del telaio completo. . . . .	122
7.4	Confronto tra le misurazioni sperimentali [14] degli estensimetri e la simulazione FEM condotta sul telaio completo dello scooter. . . . .	123

## Bibliografia

- [1] ANSYS, Inc. *Ansys® Mechanical APDL Advanced Analysis Guide, Release 2020 R2.*
- [2] ANSYS, Inc. *Ansys® Mechanical APDL Command Reference, Release 2020 R2.*
- [3] ANSYS, Inc. *Ansys® Mechanical APDL Connection User's Guide, Release 2020 R2.*
- [4] ANSYS, Inc. *Ansys® Mechanical APDL Contact Technology Guide, Release 2020 R2.*
- [5] ANSYS, Inc. *Ansys® Mechanical APDL Element Reference, Release 2020 R2.*
- [6] ANSYS, Inc. *Ansys® Mechanical APDL Structural Analysis Guide, Release 2020 R2.*
- [7] ANSYS, Inc. *Ansys® Parametric Design Language Guide, Release 2020 R2.*
- [8] ANSYS, Inc. *DesignModeler User's Guide, Release 2020 R2.*
- [9] ANSYS, Inc. *Workbench User's Guide, Release 2020 R2.*
- [10] B. Atzori, P. Lazzarin, and G. Meneghetti. Fracture mechanics and notch sensitivity. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 26(3):257–267, 2003.
- [11] Bruno Atzori, Paolo Lazzarin, and Giovanni Meneghetti. The use of the singular elastic peak stress evaluated by fe analyses for fatigue strength assessment of welded joints. In *Advances in Fracture and Damage Mechanics VI*, volume 348 of *Key Engineering Materials*, pages 253–256. Trans Tech Publications Ltd, 7 2007.
- [12] Jacopo Dalla Barba. Acquisition and analysis of structural loads acting on an electrical scooter during field tests, 2017.
- [13] J. D. M. COSTA, L. M. P. ABREU, A. C. M. PINHO, and J. A. M. FERREIRA. Fatigue behaviour of tubular almgsi welded specimens subjected to bending–torsion loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 28(4):399–407, 2005.
- [14] Mattia Donà. Analisi sperimentale e previsione teorica basata sul peak stress method della durabilità strutturale di telai per scooter elettrici, Luglio 2018.
- [15] P Gandhi and Stig Berge. Fatigue behavior of t-joints: Square chords and circular braces. *Journal of Structural Engineering*, 124(4):399–404, 1998.
- [16] Bernard Gross and Alexander Mendelson. Plane elastostatic analysis of v-notched plates. *International Journal of Fracture Mechanics*, 8(3):267–276, 1972.
- [17] P Lazzarin and R Tovo. A notch intensity factor approach to the stress analysis of welds. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 21(9):1089–1103, 1998.
- [18] P. Lazzarin and R. Zambardi. A finite-volume-energy based approach to predict the static and fatigue behavior of components with sharp v-shaped notches. *International Journal of Fracture*, 112(3):275–298, 2001.
- [19] Paolo Lazzarin, Filippo Berto, and Michele Zappalorto. Rapid calculations of notch stress intensity factors based on averaged strain energy density from coarse meshes: Theoretical bases and applications. *International Journal of Fatigue*, 32(10):1559–1567, 2010.
- [20] P. Livieri and P. Lazzarin. Fatigue strength of steel and aluminium welded joints based on generalised stress intensity factors and local strain energy values. *International Journal of Fracture*, 133(3):247–276, 2005.
- [21] K.a. Macdonald and P.J. Haagenzen. Fatigue design of welded aluminum rectangular hollow section joints. *Engineering Failure Analysis*, 6(2):113–130, 1999.
- [22] K.A. Macdonald and P.J. Haagenzen. Fatigue of welded aluminium hollow section profiles. *Engineering Failure Analysis*, 16(1):254–261, 2009.

- [23] G. MENEGHETTI. The peak stress method applied to fatigue assessments of steel and aluminium fillet-welded joints subjected to mode i loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 31(5):346–369, 2008.
- [24] G Meneghetti and A Campagnolo. Progettazione a fatica di componenti meccanici indeboliti da intagli a v a spigolo vivo-applicazione ai giunti saldati. *Padova, Ottobre*, 2017.
- [25] G. Meneghetti, A. Campagnolo, M. Avalle, D. Castagnetti, M. Colussi, P. Corigliano, M. De Agostinis, E. Dragoni, V. Fontanari, F. Frendo, L. Goglio, G. Marannano, G. Marulo, F. Moroni, A. Pantano, A. Rebora, A. Scattina, A. Spaggiari, and B. Zuccarello. Rapid evaluation of notch stress intensity factors using the peak stress method: Comparison of commercial finite element codes for a range of mesh patterns. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 41(5):1044–1063, 2018.
- [26] G. Meneghetti, A. Campagnolo, and D. Rigon. Multiaxial fatigue strength assessment of welded joints using the peak stress method – part i: Approach and application to aluminium joints. *International Journal of Fatigue*, 101:328–342, 2017. Fatigue Assessment of Welded Joints by Modern Concepts.
- [27] G. Meneghetti, A. Campagnolo, and D. Rigon. Multiaxial fatigue strength assessment of welded joints using the peak stress method – part i: Approach and application to aluminium joints. *International Journal of Fatigue*, 101:328–342, 2017. Fatigue Assessment of Welded Joints by Modern Concepts.
- [28] G. Meneghetti, A. Campagnolo, and D. Rigon. Multiaxial fatigue strength assessment of welded joints using the peak stress method – part ii: Application to structural steel joints. *International Journal of Fatigue*, 101:343–362, 2017. Fatigue Assessment of Welded Joints by Modern Concepts.
- [29] G. Meneghetti, C. Guzzella, and B. Atzori. The peak stress method combined with 3d finite element models for fatigue assessment of toe and root cracking in steel welded joints subjected to axial or bending loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 37(7):722–739, 2014.
- [30] G. Meneghetti and P. Lazzarin. Significance of the elastic peak stress evaluated by fe analyses at the point of singularity of sharp v-notched components. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 30(2):95–106, 2007.
- [31] G. Meneghetti and P. Lazzarin. The peak stress method for fatigue strength assessment of welded joints with weld toe or weld root failures. *Welding in the World*, 55(7):22–29, 2011.
- [32] Giovanni Meneghetti. The use of peak stresses for fatigue strength assessments of welded lap joints and cover plates with toe and root failures. *Engineering Fracture Mechanics*, 89:40–51, 2012.
- [33] Giovanni Meneghetti and Alberto Campagnolo. State-of-the-art review of peak stress method for fatigue strength assessment of welded joints. *International Journal of Fatigue*, 139:105705, 2020.
- [34] Giovanni Meneghetti, Alberto Campagnolo, and Alberto Visentin. Automated fatigue strength assessment of arc-welded structures according to the peak stress method. *Procedia Structural Integrity*, 28:1062–1083, 2020. 1st Virtual European Conference on Fracture - VECF1.
- [35] Giovanni Meneghetti, Andrea De Marchi, and Alberto Campagnolo. Assessment of root failures in tube-to-flange steel welded joints under torsional loading according to the peak stress method. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 83:19–30, 2016. ICEAF-IV Engineering Against Failure.
- [36] Giovanni Meneghetti and Carlo Guzzella. The peak stress method to estimate the mode i notch stress intensity factor in welded joints using three-dimensional finite element models. *Engineering Fracture Mechanics*, 115:154–171, 2014.
- [37] Nicola Petrone and Giovanni Meneghetti. Fatigue life prediction of lightweight electric moped frames after field load spectra collection and constant amplitude fatigue bench tests. *International Journal of Fatigue*, 127:564–575, 2019.
- [38] R.A. Smith and K.J. Miller. Prediction of fatigue regimes in notched components. *International Journal of Mechanical Sciences*, 20(4):201–206, 1978.
- [39] Alberto Visentin. Automated fatigue strength assessment of v-notched structures according to the peak stress method, Aprile 2020.