

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

ANALISI SPERIMENTALE E PREVISIONE TEORICA BASATA
SUL PEAK STRESS METHOD DELLA DURABILITA'
STRUTTURALE DI TELAI PER SCOOTER ELETTRICI

Relatori : Prof. Giovanni Meneghetti

Prof. Nicola Petrone

Correlatore : Ing. Alberto Campagnolo

Laureando : Mattia Donà

Matricola : 1106864

Anno accademico 2017/2018

Sommario

Nel seguente lavoro è stato implementato il Peak Stress Method utilizzando sfruttando il codice numerico ANSYS, in primo luogo attraverso lo svolgimento di alcuni facili esercizi, in seguito sono state applicate tre varianti ad una geometria più complessa. Tale approccio è stato utilizzato per indagare il giunto saldato di collegamento tra il canotto di sterzo e il tubolare del telaio di uno scooter, in alluminio, di uno scooter elettrico soggetto ad un carico orizzontale applicato all'altezza del perno della ruota anteriore con rapporto di carico $R = -1$. Le tre varianti del metodo sono costituite dall'analisi per mezzo di elementi finiti di tipo TETRA a 10 nodi applicate all'intera geometria del giunto, una seconda per mezzo della tecnica di sottomodellazione e tramite l'utilizzo di elementi BRICK a 8 nodi per lo studio delle due zone più critiche della geometria e infine l'approccio SED applicato ancora per mezzo di elementi BRICK a 8 nodi esclusivamente nel sottomodello relativo alla parte più critica. In parallelo sono stati effettuati dei test al banco per la resistenza a fatica dei medesimi telai sottoposti ad un carico verticale ($R=0$) per la verifica dei requisiti minimi di durata richiesti dall'azienda WingsBike.

Sommario

Capitolo 1:	PEAK STRESS METHOD (PSM).....	5
1.1.	Introduzione	5
1.2.	SED.....	6
1.3.	Peak Stress Method.....	8
Capitolo 2:	Applicazione del metodo.....	10
2.1.	Geometria: MADDIX.....	5
Capitolo 3:	Le prove sperimentali al banco	21
3.5.1	Prima Rampa(1+)	33
3.5.2	Seconda Rampa(2+).....	34
3.5.3	Terza Rampa(3+).....	35
3.5.4	Quarta rampa(1-).....	37
3.5.5	Quinta rampa(2-)	39
3.5.6	Sesta rampa (3-).....	40
Capitolo 4:	Elaborazione modello FEM.....	47
Capitolo 5:	Analisi dei risultati	86
Capitolo 6:	PSM BRICK	100

Capitolo 1: PEAK STRESS METHOD (PSM)

1.1. Introduzione

I giunti saldati sono contenuti in un enorme numero di strutture di interesse ingegneristico, inoltre molte di queste sono sottoposte a carichi ciclici a fatica. La valutazione della resistenza a fatica di tali particolari risulta essere di fondamentale importanza per la resistenza di componenti in quanto, tali dettagli geometrici spesso risultano essere punti particolarmente sensibili alle sollecitazioni a causa delle lavorazioni subite. In normativa si consiglia di valutare la loro resistenza a fatica facendo riferimento ad un approccio che tiene esclusivamente conto del range di carico nominale applicato $\Delta\sigma_n$. Un tale approccio appare molto limitante poiché non tiene conto della geometria del componente in se ma esclusivamente da un parametro esterno, infatti geometrie simili ma con dimensioni di diversi ordini di grandezza non possono essere confrontate e quindi per ogni particolare geometria risulta necessario effettuare delle prove per ottenere bande di progettazione dedicate, poiché l'utilizzo di una sola banda porterebbe a una dispersione dei dati troppo elevata. Basandosi sulla considerazione che la fatica risulta essere un parametro locale sono stati sviluppati via via nuovi approcci che potessero raggruppare risultati ottenuti anche da geometrie molto diverse con un'unica banda di dispersione non troppo ampia, i successivi sviluppi delle teorie si sono quindi concentrati sulla determinazione di parametri locali di tensione. Si è visto che nel caso di intagli a V acuti il parametro locale che governa lo stato di tensione è rappresentato da K_i con $i = 1, 2, 3$ che si riferisce al modo di sollecitazione applicato alla geometria, parametro ottenuto a partire da un valore di tensione nominale applicata. Trattando di fatica, per quanto riguarda la tensione nominale si va solitamente a considerare il range di tale stress, risulta quindi lecito considerare un ΔK_i collegato al rispettivo $\Delta\sigma_n$ (figura 1.1).

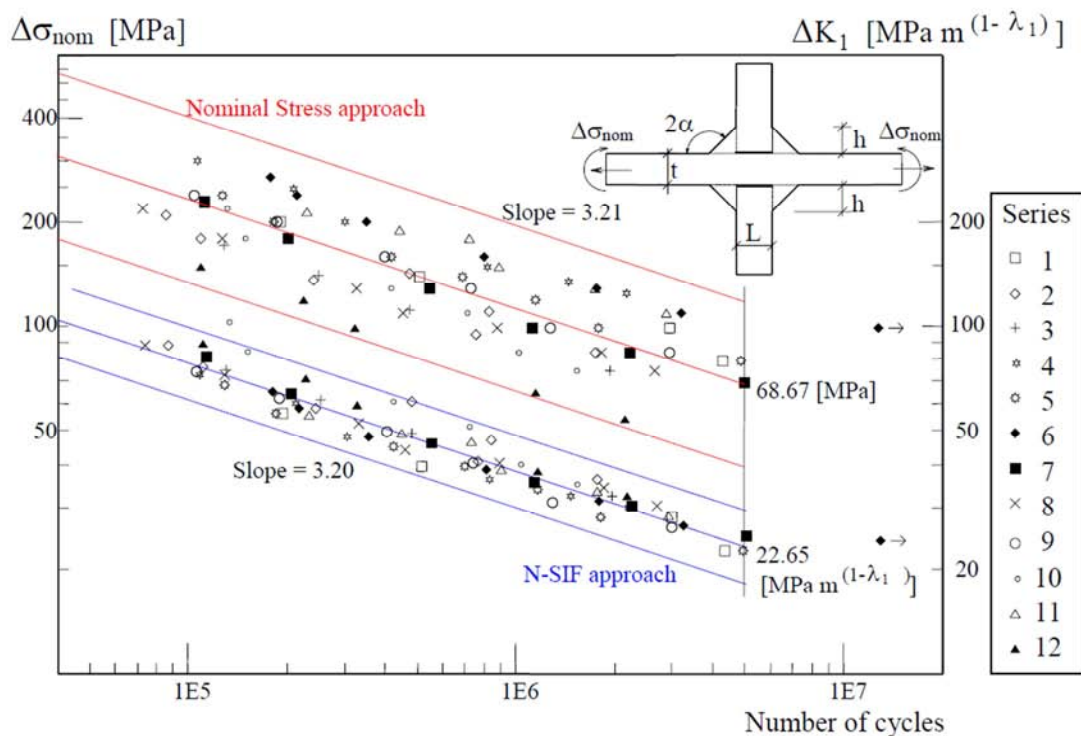


Figura 1.1. Confronto tra bande di progettazione in termini di tensione locale (in rosso) e di range di NSIF (in blu).

Questo approccio sembra portare a notevoli vantaggi, in quanto, considerando un parametro locale tiene conto dell'effetto scala e del carico effettivamente applicato nella zona critica, che non dipende tanto dal carico nominale applicato ma quanto dal modo in cui la geometria "elabora" la tensione a valle. Così facendo si ottiene un'unica banda di progettazione per differenti geometrie. Tuttavia andando ad osservare la definizione degli NSIF:

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

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

$$K_3 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0^+} r^{1-\lambda_3} \tau_{\theta z}(r, \theta=0) \quad (1c)$$

Si abbiano i parametri $(1-\lambda_i)$ che rappresentano il grado di singolarità che dipendono dall'angolo di apertura dell'intaglio 2α , ciò non causa problemi se l'angolo di apertura è il medesimo tra due geometrie diverse o tra due punti con criticità all'interno di una stessa geometria, tuttavia qualora si voglia effettuare un confronto di criticità ad esempio dal lato piede (solitamente $2\alpha \approx 135^\circ$) e lato radice ($2\alpha \approx 0^\circ$) il confronto dei risultati non risulta fattibile visto il differente grado di singolarità. Quindi sempre avendo la necessità di individuare un parametro locale ma tenendo conto delle problematiche riscontrate dall'utilizzo del range di ΔK sono stati via via sviluppati nuovi metodi per ricavare delle grandezze confrontabili tra punti con diversi gradi di singolarità in modo da riuscire ad individuare e confrontare tensioni locali provenienti da punti diversi della struttura.

1.2. SED

Il primo dei criteri sviluppati si basa sull'energia e sull'idea di Neuber di tensione media applicata ad un volume strutturale elementare, la cui dimensione dipende dal materiale. Lazzarin e Zambardi hanno proposto come volume un settore circolare di raggio R_0 , su cui calcolare una densità di energia di deformazione mediata. In questo modo risulta possibile identificare dei parametri indipendenti dal grado di apertura dell'intaglio e direttamente confrontabili indipendentemente dalla geometria del giunto. Limitandosi a considerare il solo modo I e modo II di sollecitazione secondo Beltrami la densità di energia di deformazione per un materiale isotropo e lineare elastico vale:

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

Con significato delle componenti di tensione mostrato in figura 1.2.1.

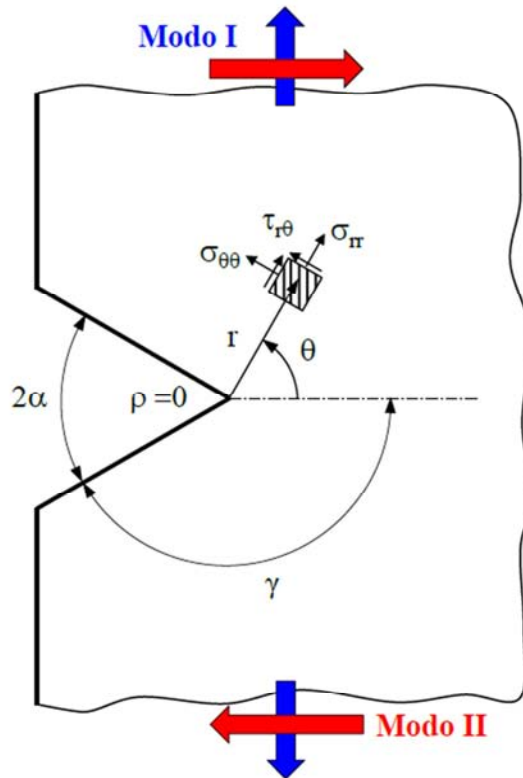


Figura 1.2.1. Componenti tensionali riferite al modo I e II rispetto ad un sistema di riferimento polare per un intaglio a V.

Se nell'espressione 2 al posto delle tensioni si sostituiscono le espressioni delle distribuzioni delle tensioni definite per un intaglio a V sotto le ipotesi di:

- casi piani di sollecitazione
- Zona plastica ridotta
- intaglio acuto ($\rho \approx 0$)

E che vengono espresse per mezzo delle equazioni :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \tau_{r\theta} \end{Bmatrix} = \frac{K_1}{r^{1-\lambda_1}} \cdot \begin{Bmatrix} \tilde{\sigma}_{\theta\theta}(\theta) \\ \tilde{\sigma}_{rr}(\theta) \\ \tilde{\tau}_{r\theta}(\theta) \end{Bmatrix}_I + \frac{K_2}{r^{1-\lambda_2}} \cdot \begin{Bmatrix} \tilde{\sigma}_{\theta\theta}(\theta) \\ \tilde{\sigma}_{rr}(\theta) \\ \tilde{\tau}_{r\theta}(\theta) \end{Bmatrix}_{II} \quad (3)$$

Relative ai soli modi I e II di sollecitazione viste le ipotesi di partenza, è possibile identificare in maniera separata i contributi relativi all'energia di deformazione attivata dai singoli nodi e valutare l'energia di deformazione elastica totale contenuta nel settore circolare di raggio R_c come somma delle energie dovute ai singoli modi

$$E(R) = \int_A W dA = \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{I_1(\gamma)}{4\lambda_1} \cdot K_1^2 \cdot R_c^{2\lambda_1} + \frac{I_2(\gamma)}{4\lambda_2} \cdot K_2^2 \cdot R_c^{2\lambda_2} \right) \quad (4)$$

Dove i parametri I_1 e I_2 sono gli integrali delle funzioni contenute nella formulazione della definizione della densità di energia, dedicata ai singoli modi, in cui è racchiusa la dipendenza dalla coordinata angolare θ e dipendono dall'angolo γ , indicato nella figura 1.2.1, oltre che dal coefficiente di Poisson ν .

Per quanto riguarda l'area su cui viene calcolata tale energia essa risulta essere pari a

$$A(R) = R_c^2 \gamma \quad (5)$$

Quindi l'energia calcolata nell'equazione (4) viene mediata sull'area definita nell'equazione (5) ottenendo la seguente definizione della densità di energia di deformazione mediata:

$$\bar{W} = \frac{1}{E} \left(e_1 \cdot \frac{K_1^2}{R_c^{2(1-\lambda_1)}} + e_2 \cdot \frac{K_2^2}{R_c^{2(1-\lambda_2)}} \right) \quad (6)$$

Dove e_1 ed e_2 sono due coefficienti che contengono la dipendenza dall'angolo di apertura 2α . Nella tabella 1.2 vengono mostrati i parametri da utilizzare per il calcolo del SED per il modo I e modo II al variare dell'angolo di apertura

2α	γ/π	λ_1	λ_2	Deformazione piana ($\nu=0.3$)			
				I_1	e_1	I_2	e_2
0°	1	0.5000	0.5000	0.845	0.133	2.1450	0.341
15°	23/24	0.5002	0.5452	0.843	0.140	2.0087	0.306
30°	11/12	0.5014	0.5982	0.837	0.145	1.8810	0.273
45°	7/8	0.5050	0.6597	0.825	0.149	1.7610	0.243
60°	5/6	0.5122	0.7309	0.807	0.150	1.6479	0.215
90°	3/4	0.5445	0.9085	0.750	0.146	1.4379	0.168
100°	13/18	0.5628	0.9805	0.726	0.142	1.3718	0.154
120°	2/3	0.6157	-	0.669	0.129	-	-
135°	5/8	0.6736	-	0.620	0.118	-	-
150°	7/12	0.7520	-	0.568	0.103	-	-
160°	5/9	0.8187	-	0.532	0.093	-	-
170°	19/36	0.9000	-	0.494	0.083	-	-

Tabella 1.2. Parametri per il calcolo del SED di modo I e II al variare dell'angolo di apertura.

Nei casi pratici è possibile calcolare il SED per mezzo di analisi FEM in cui si è visto come la sua media risulti essere insensibile alla mesh, bastano quindi pochi elementi all'interno del volume strutturale su cui viene mediata l'energia per ottenere buoni risultati.

1.3. Peak Stress Method

Tale approccio è stato sviluppato in un primo momento come metodo per il calcolo del K_i utile per esprimere la resistenza a fatica degli intaglio acuti per mezzo di un parametro locale, infatti nella sua prima formulazione esso consente di calcolare in modo rapido e attraverso mesh piuttosto grossolane la valutazione degli NSIF attraverso la relazione :

$$K_1 = K_{FE}^* \cdot \sigma_{peak} \cdot d^{1-\lambda_1} \quad (7)$$

Inizialmente valida solo per il modo I e poi estesa agli altri modi e dove d è la dimensione da dare in input all'algoritmo di generazione automatica della mesh free, σ_{peak} è la tensione lineare elastica di picco calcolata dal software e K_{FE}^* una costante dipendente dal software utilizzato, dalla tipologia di elemento e dal modello di mesh utilizzato. Il software di primo sviluppo del metodo è stato ANSYS sotto particolari condizioni di utilizzo, con il suo sviluppo tale metodo è stato poi implementato anche ad altri software di uso industriale presenti nel mercato, inoltre è stato primariamente testato per geometrie esclusivamente 2D per poi essere

sviluppato su dettagli 3D anche complessi. Tale metodo come si può osservare consente la valutazione dei coefficienti di concentrazione delle tensioni per i modi di carico agenti sui componenti, tuttavia essendoci il bisogno di confrontare punti critici con diversi angoli di apertura tale metodo è stato ulteriormente sviluppato anche alla luce della metodologia SED, infatti nota la formulazione della densità di energia di deformazione mediata e la formula di base utilizzata per il PSM è stato possibile definire una nuova grandezza, la tensione equivalente di picco:

$$\Delta\bar{W} = \frac{e_1}{E} \left[K_{FE}^* \cdot \Delta\sigma_{peak} \cdot \left(\frac{d}{R_c} \right)^{1-\lambda_1} \right]^2 = \frac{1-\nu^2}{2E} \Delta\sigma_{eq,peak}^2 \quad (8)$$

Dove tale nuova grandezza non è più il valore di picco lineare elastico ma bensì è definita come

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = f_{w1} \cdot \Delta\sigma_{peak} \quad (9)$$

Con parametro f_{w1} definibile dal confronto con le due equazioni (8) e (9).

Questa formulazione fornisce notevoli vantaggi rispetto all'approccio SED, infatti non necessita di un volume strutturale da ricreare nella mesh, inoltre la dimensione globale degli elementi utilizzati per discretizzare i modelli risultano essere maggiori di quelli utili per il SED.

Tale metodo, inizialmente sviluppato per il solo modo I, è stato poi esteso agli altri due modi di sollecitazione rendendolo applicabile a casi via via più complessi, inoltre la sua implementazione ha permesso di trovare nuovi parametri e nuovi elementi su cui applicarlo rendendo via via più rapido il calcolo dei punti critici e il loro confronto all'interno di uno stesso dettaglio geometrico, tuttavia l'aumento di rapidità di calcolo se da un lato consente di ottenere in breve tempo risultati molto buoni, dall'altro porta ad un'inevitabile approssimazione del risultato che non sempre può essere accettabile. Nel seguente lavoro verranno esplorati:

- il metodo del PSM sviluppato per mezzo di elementi TETRA a 10 nodi, il metodo di più recente sviluppo e il più rapido da applicare
- il metodo del PSM sviluppato per mezzo di elementi BRICK a 8 nodi, utilizzato attraverso la tecnica di sottomodellazione

Capitolo 2: Applicazione del metodo

In questa prima fase è stato sperimentato il Peak Stress Method (PSM) su quattro diverse geometrie, in particolare tre geometrie rappresentate da giunti a croce non portanti (not load carrying, NLC) e un giunto a T non portante, NLC. Per quanto riguarda le prime tre applicazioni del metodo sono state analizzate due tipologie di carico applicato, infatti due riguardano il caso di trazione e una di flessione (figura 2.1), tutte caratterizzate da differenti parametri geometrici. Per analizzare questo tipo di giunto saldato (a croce) è stato possibile costruire un modello sfruttando la simmetria e analizzando esclusivamente un quarto della struttura.

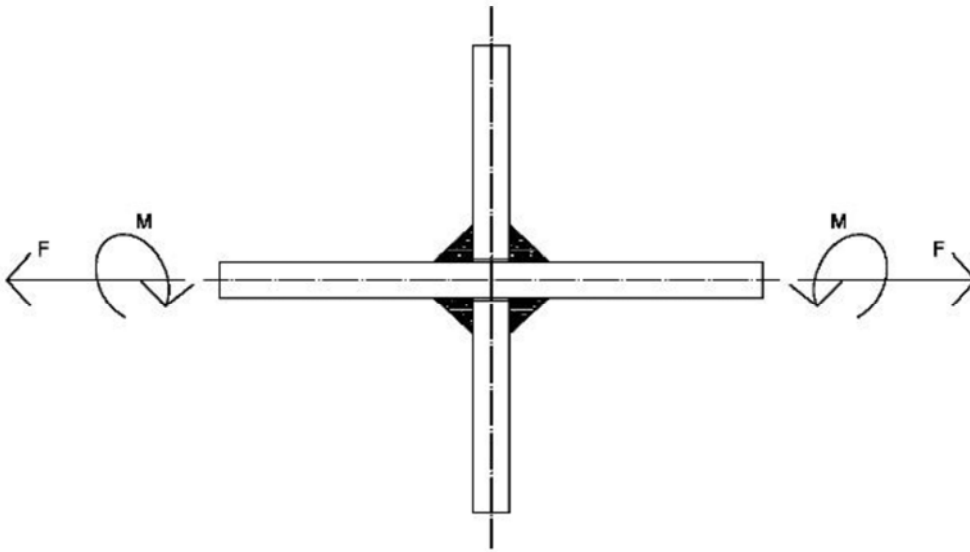


Figura 2.1 Geometria a croce NLC

L'ultima geometria analizzata è una saldatura a T non portante (NLC figura 2.2) caricata a flessione, dove è stato possibile sfruttare la simmetria esclusivamente studiando metà struttura.

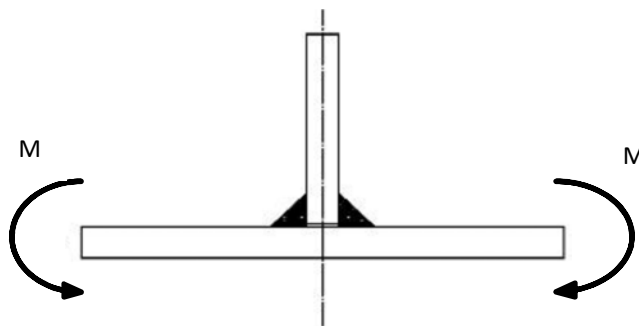


Figura 2.2 Geometria a T NLC

Per tutte queste geometrie sono stati definiti dei parametri geometrici comuni, i cui valori sono stati fatti variare modello per modello. Per la definizione delle nomenclature usate si faccia riferimento alla figura 2.3.

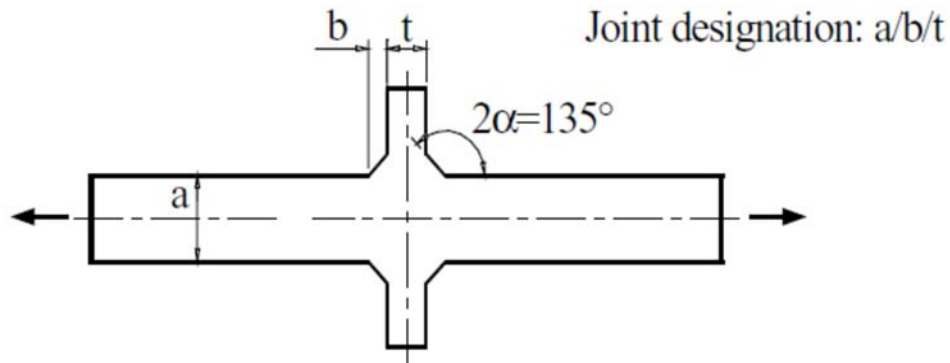


Figura 2.3 Parametri geometrici utilizzati

Dove :

a spessore della piastra principale

t spessore della piastra secondaria

b lato della saldatura

Per quanto riguarda poi le lunghezze delle piastre utilizzate nei modelli si è scelto di utilizzare una lunghezza pari a cinque volte la larghezza della lastra di riferimento, quindi :

$h_1 = 5 \cdot a$ lunghezza piastra principale

$h_2 = 5 \cdot t$ lunghezza piastra secondaria

Il materiale che è stato preso in considerazione è l'acciaio, comune per tutti i casi, i cui parametri sono stati inseriti nel software:

$E = 206'000$ [MPa]

$\nu = 0.3$

Per la creazione della geometria nel software risulta necessario effettuare una scelta relativa all'elemento che si intende utilizzare, tale scelta influisce sia sul tipo di gradi di libertà che vengono considerati sia sul tipo di modello che si vuole ricreare, infatti è possibile creare modelli 2D ma anche elementi 3D. Inoltre una volta che si ha ben chiaro se si necessita di modelli piani o spaziali, di notevole importanza è sapere quali siano i gradi di libertà che sono messi in gioco nell'analisi che si intende fare, questo per non utilizzare elementi che considerino sollecitazioni non essenziali ma che aumentino lo sforzo computazionale senza un valido motivo. Alla luce di ciò si è scelto di usare PLANE 182, con K-option 1 impostata a 3, che sono rappresentati come piani con 4 nodi e funzioni di forma lineari.

Il vantaggio del metodo che si sta testando è che consente di utilizzare mesh molto grossolane, nei casi presi qui in esame non è possibile apprezzarne molto il vantaggio in termini di tempo necessario ad effettuare le analisi, ma questo fattore risulta essere di notevole rilevanza quando si analizzano modelli tridimensionali come si vedrà in seguito; per questa semplice analisi piana è stata utilizzata una dimensione globale dell'elemento di **$d = 1$** [mm] per tutte le geometrie, in uno stato di deformazione piana.

2.1. Geometria : Maddox

Questa struttura è costituita da un giunto a croce che viene caricato assialmente in uno stato di deformazione piana, i parametri geometrici utilizzati sono stati riassunti nella tabella 1.

MADDOX	G1
a [mm]	13
t [mm]	10
z [mm]	8
$h1=5t$ [mm]	65
$h2=5t$ [mm]	50

Tabella 2.1.1. Parametri geometrici per la geometria Maddox.

In questo caso risulta possibile analizzare esclusivamente un quarto della struttura purché si utilizzino correttamente i vincoli. Per la creazione del modello sono stati per prima cosa creati i *keypoints* in corrispondenza di ogni vertice, in un secondo momento sono state create le *lines* collegando in maniera appropriata i punti creati (figura 2.1.1) e in fine è stata creata un'unica area delimitata dalle linee create..

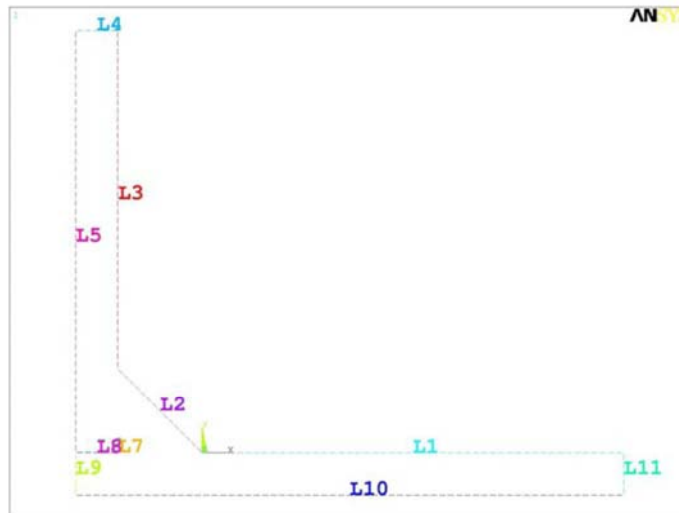


Figura 2.1.1. Linee utilizzate per la creazione del modello.

Sfruttando la simmetria è stato possibile ridurre il modello, quindi la piastra principale e la secondaria avranno spessore dimezzato rispetto a quello fornito nella tabella 1 (linee L4, L11 di figura 2.1.1). Per quanto riguarda i vincoli si ha una doppia simmetria, per cui si dovrà imporre il vincolo di simmetria alle linee L5, L9 e L10. Per quanto riguarda il carico è stata applicata una pressione unitaria pari a 1 MPa costante applicata alla linea L11 (figura 2.1.2.).

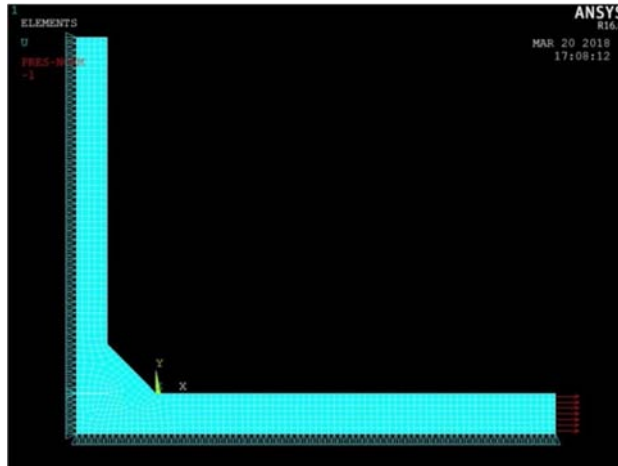


Figura 2.1.2. Geometria Maddox con carichi e vincoli applicati e con mesh (d=1mm)

A questo punto risulta possibile far partire l'analisi, una volta effettuata si vanno a vedere i risultati cercando la tensione massima principale ottenendo il risultato di figura 2.1.3.

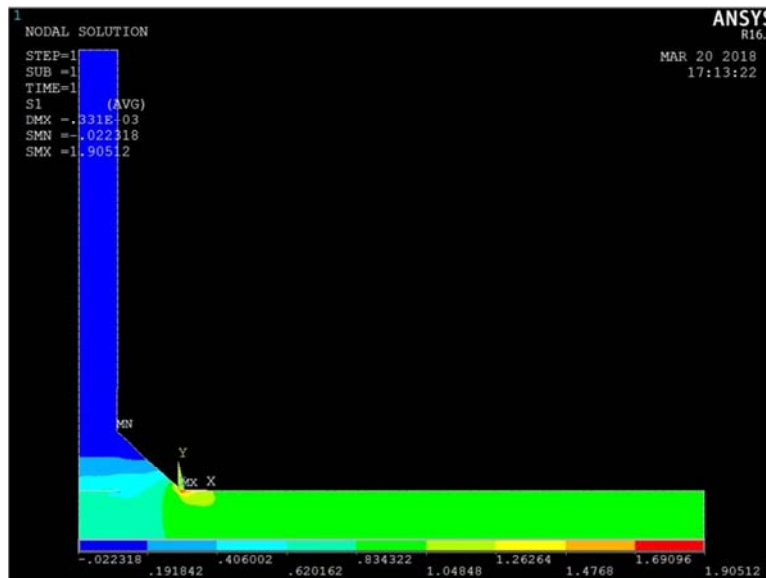


Figura 2.1.3. Risultati geometria Maddox

Come è possibile osservare dalla figura, il punto di massima tensione si colloca in corrispondenza del piede di saldatura con un valore di $\sigma_{peak} = 1.91$ MPa, questo valore corrisponde al massimo valore della tensione elastica di picco considerando un comportamento lineare elastico del materiale, a partire da tale valore trovato applicando un carico statico alla geometria risulta possibile ricavare il coefficiente di concentrazione delle tensioni per intagli(NSIF) di modo I visto la tipologia del carico applicato. Infatti è stata dimostrata la validità della seguente formula

$$K_I = K_{FE}^* \cdot \sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak} \cdot d^{(1-\lambda_1)} \quad (10)$$

Applicando tale formula, dove K_{FE}^* è un parametro che dipende dal tipo di software, dal tipo di elemento utilizzato e calibrato per angoli di apertura dell'intaglio $0^\circ < 2\alpha < 135^\circ$ che risulta essere pari a 1.38, $\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$ è pari al valore di picco lineare elastico calcolato lungo la direzione con anomalia nulla che nel caso in esame risulta essere pari al valore trovato, d è la dimensione media dell'elemento utilizzata per la discretizzazione del modello ($d = 1$ mm) e λ_1 è l'autovalore delle equazioni di Williams che serve a calcolare il gradi di singolarità del campo di tensione, quest'ultimo per questo angolo di apertura risulta essere pari a $(1-\lambda_1) = 0.326$. Inserendo questi dati nell'equazione (1) si ottiene un valore di $K_I = 2.63 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.326}$.

Questo è il primo risultato ottenuto da questa geometria, in seguito è stato richiesto di ottenere i risultati per altri valori del carico nominale. Un grosso vantaggio del metodo è che si considera il comportamento lineare elastico del componente in condizioni statiche, nonostante si stiano facendo analisi per la determinazione di un parametro utile per la determinazione della durata a fatica di un componente, ed è quindi possibile sfruttare questa semplificazione per ottenere i risultati semplicemente moltiplicando questo valore di tensione principale massima per il valore di tensione nominale che si vuole applicare (tabella 2.1).

K*FE	σ_g [Mpa]	σ [Mpa]	K [Mpa · mm ^{0,326}]	N Cicli
1,38	1	1,90512	2,6290656	/
1,38	80	152,41	210,3258	4297000
1,38	100	190,512	262,90656	2937000
1,38	140	266,717	368,06946	507000
1,38	200	381,024	525,81312	192000

Tabella 2.1.2 Risultati ottenuti per geometria Maddox.

2.2. Geometria : Gurney G12

Questa struttura è costituita da un giunto a croce caricato ancora assialmente, come il caso precedente, mentre le grandezze saranno diverse, i parametri geometrici vengono evidenziati nella tabella 2.2.1.

GURNEY	G12
a[mm]	100
t[mm]	220
z[mm]	15
h1=5°[mm]	500
h2=5t[mm]	1100

Tabella 2.2.1 Parametri geometrici per Gurney G12.

Il tipo di geometria è il medesimo che è stato analizzato in precedente, quindi per l'ottenimento del modello è stato seguito lo stesso procedimento utilizzato nel primo caso, viste le analogie è sufficiente analizzare un quarto della struttura purché si utilizzino correttamente i vincoli che saranno analoghi a quelli già usati, ciò che cambia sono i parametri geometrici. Quindi la creazione del modello, i vincoli, i carichi e la mesh risultano analoghi. Il modello finale risulta essere quello visibile nel particolare in figura 2.2.1.

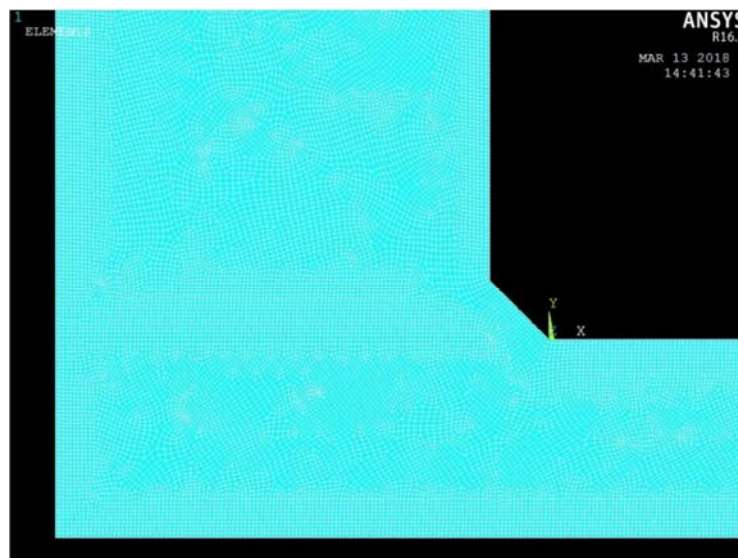


Figura 2.2.1. Particolare del modello Gurney G12.

E' applicata una prima tensione nominale di $\sigma=1$ MPa e sono stati analizzati i risultati come fatto nel caso precedente poi sfruttando il comportamento lineare elastico si sono ottenuti i risultati per le altre condizioni di carico assiale, sempre nel caso di deformazione piana, per i valori di tensione nominale che sono riassunti nella tabella 2.2.2.

K*FE	σ_g [Mpa]	σ [Mpa]	K [Mpa · mm ^{0,326}]	N Cicli
1,38	1	4,22045	5,824221	/
1,38	55	232,125	320,3325	2147000
1,38	65	274,329	378,57402	1153000
1,38	100	422,045	582,4221	322000
1,38	120	506,454	698,90652	224000
1,38	150	633,068	873,63384	109000

Tabella 2.2.2 Risultati per geometria Gurney G12.

2.3. Geometria: Gurney G16

Questa geometria risulta ancora essere costituita da un giunto a croce non portante (NLC) ma questa volta cambia il carico applicato, infatti nei primi due casi studiati il carico è di tipo assiale, adesso invece si ha una sollecitazione a flessione. I parametri geometrici di questa geometria sono quelli riportati nella

tabella 2.3.1:

GURNEY	G16
a[mm]	100
t[mm]	13
z[mm]	8
h1=5a [mm]	500
h2=5t [mm]	65

Tabella 2.3.1 Parametri geometrici Gurney G16.

Il procedimento per ottenere il modello è, di nuovo, lo stesso usato nel primo caso, inoltre si può ancora sfruttare la simmetria della struttura ma, a causa del carico di flessione applicato, cambiano leggermente i vincoli che è necessario assegnare alle linee, infatti se si guarda la figura 2.1.1 per l'applicazione dei vincoli si applicherà ancora un vincolo di simmetria per le linee L5 ed L9, mentre il vincolo sulla linea L10 cambia poiché per poter applicare un momento flettente si necessita di un vincolo di anti-simmetria. In questo modello risulta essere necessario vincolare i movimenti del keypoint centrale, punto di incontro dei due assi di simmetria del giunto a croce, per evitare che il modello possa subire una rotazione dovuta al carico, la non applicazione di tale vincolo causerebbe una labilità che impedirebbe al software di trovare una soluzione (Figura 2.3.1).

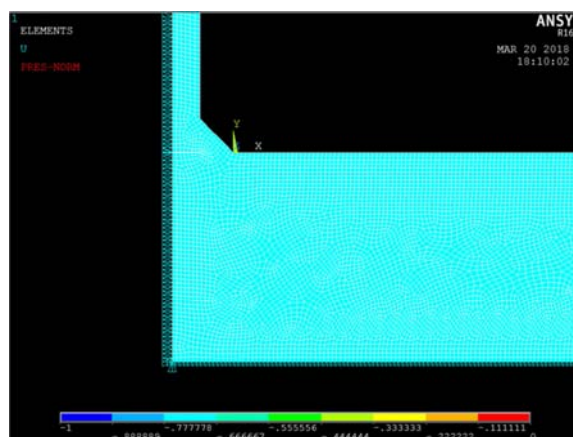


Figura 2.3.1 Particolare carichi per geometria Gurney G16.

Per quanto riguarda il carico è possibile limitarsi ad applicare metà della rampa di pressione, per applicare un intero momento flettente si dovrebbe applicare una rampa continua con pressioni che partono da $\sigma_{min} = -1$ MPa a $\sigma_{max} = 1$ MPa ma visto che è stata applicata l'anti-simmetria basterà applicare solo metà di questo carico cioè da 0 a -1 [MPa] come visibile nella figura 2.3.2.

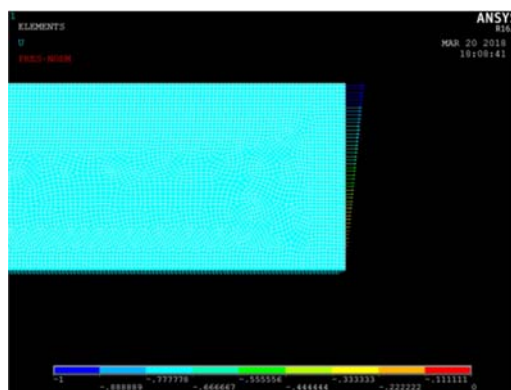


Figura 2.3.2. Particolare rampa di carico a flessione.

L'analisi del risultato ottenuto per questa geometria risulta essere il medesimo già mostrato nel primo caso, infatti anche cambiando il carico applicato il modo di sollecitare l'intaglio risulta essere lo stesso del precedente (modo I) e il valore di tensione da ricercare è sempre il $\sigma_{\theta\theta, \theta=0, peak}$. Dopo aver applicato la tensione minima sono stati ricavati i risultati anche per altri valori del carico nominale riassunti nella tabella 2.3.2.

K*FE	σ_g [Mpa]	σ [Mpa]	K [Mpa · mm ^{0,326}]	N Cicli
1,38	1	2,11981	2,9253378	/
1,38	110	233,1791	321,787158	2158000
1,38	120	254,3772	351,040536	1180000
1,38	140	296,7734	409,547292	744000
1,38	180	381,5658	526,560804	302000
1,38	220	466,3582	643,574316	200000
1,38	260	551,1506	760,587828	120000

Tabella 2.3.2. Risultati ottenuti per geometria Gurney G16 sottoposta a flessione.

2.4. Geometria: Gurney G23

Questa geometria è costituita da un giunto a T non portante (NLC), quindi leggermente differente dai casi precedenti, ed è caricata a flessione. Vista la particolare forma del giunto e il particolare tipo di carico applicato sarà necessario studiare metà della struttura e non più un quarto. Per quanto riguarda i parametri geometrici verranno utilizzati quelli mostrati nella tabella 2.4.1.

GURNEY	G23
a[mm]	6
t[mm]	6
z[mm]	6
h1=5t [mm]	30
h2=5t [mm]	30

Tabella 2.4.1 Parametri geometrici geometria Gurney G23.

Il metodo utilizzato per creare nel software la geometria è comune ai casi precedenti, prestando bene attenzione però al fatto che questa volta si dovrà studiare metà struttura e quindi lo spessore della piastra principale dovrà essere preso intero e non una sua metà mentre per quanto riguarda la piastra secondaria essa risulta essere ancora divisa dall'asse di simmetria verticale.

Prendendo a riferimento la figura 2.1.1 per l'imposizione dei vincoli si dovrà impostare la simmetria sulle linee L5 ed L9, dovendo applicare un momento flettente, inoltre come nel caso precedente risulta necessario bloccare una possibile rotazione vincolando il punto di intersezione tra le linee L9 ed L10. Per l'imposizione del carico questa volta è necessario applicare tutta la retta di pressione da $\sigma_{\min} = -1$ MPa a $\sigma_{\max} = 1$ MPa sulla linea L11. Il modello con i vincoli e i carichi applicati e con la mesh risulta essere quello mostrato in figura 2.4.1.

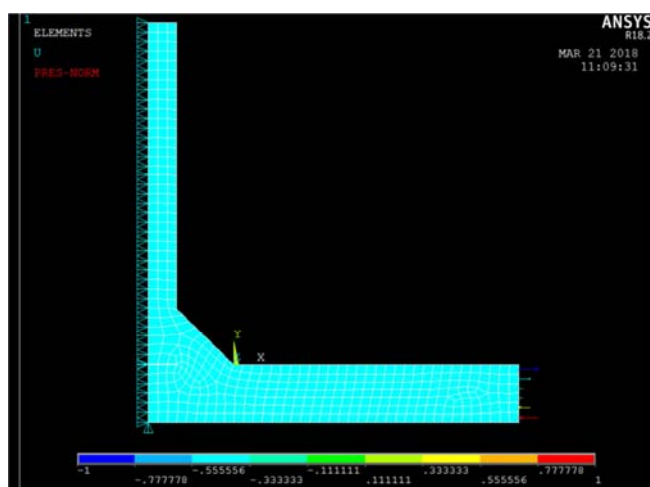


Figura 2.4.1. Modello di Gurney G23.

L'analisi dei risultati risulta analoga ai casi precedenti, si cerca sempre la tensione $\bar{\sigma}_{\theta\theta, \theta=0, peak}$ del modello e a partire dal valore ottenuto si ricava il corrispondente valore di K_I .

I risultati ottenuti per questa geometria sono stati riassunti nella seguente Tabella 2.4.2.

K*FE	σ_g [Mpa]	σ [Mpa]	K [Mpa · mm ^{0,326}]	N Cicli
1,38	1	1,36355	1,881699	/
1,38	140	190,897	263,43786	2601000
1,38	150	204,5325	282,25485	1534000
1,38	160	218,168	301,07184	1525000
1,38	180	245,439	338,70582	665000
1,38	190	259,0745	357,52281	573000
1,38	200	272,71	376,3398	407000
1,38	260	354,523	489,24174	237000
1,38	300	409,065	564,5097	135000

Tabella 2.4.2. Risultati ottenuti per modello Gurney G23.

2.5. Analisi dei risultati

Ora che sono stati ottenuti i risultati per tutte le geometrie analizzate è possibile andare ad elaborare i dati. In normativa (Eurocodice 3) si propone di valutare la resistenza a fatica di giunti saldati in acciaio con un approccio nominale, cioè basato sul range di tensione nominale $\Delta\sigma$. Se si considera la resistenza a fatica $\Delta\sigma$ di giunti saldati in acciaio a cordone non portante di diversa geometria in funzione del numero di cicli N ciò che viene considerato è esclusivamente il carico applicato, questa condizione risulta essere assai limitativa poiché non tiene conto dell'effetto di forma dei casi analizzati, infatti com'è possibile osservare dai casi in cui è stato applicato il metodo si vede come, a parità di carico applicato, si ottengano valori molto differenti della tensione di picco, questo è dovuto alla differenza dei parametri geometrici utilizzati; nel caso di giunti a croce sollecitati a trazione $\delta_n=1 \text{ MPa}$ si sono ottenuti due valori ben distinti, nel primo caso $\delta_{peak}=1.91 \text{ MPa}$ e nel secondo $\delta_{peak}=4.22 \text{ MPa}$. Questo comporta che, a parità di carico applicato, si otterrà una notevole dispersione dei risultati qualora essi vengano raggruppati in un'unica banda di dispersione per la progettazione a fatica figura 2.5.1.

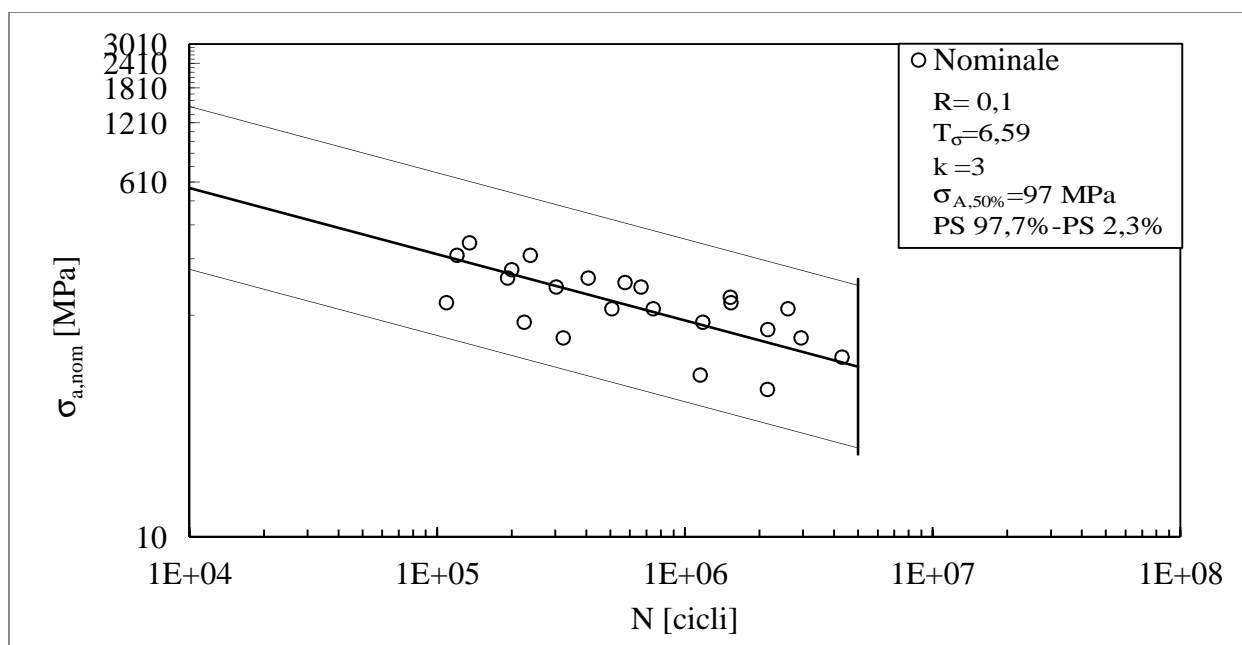


Figura 2.5.1. Diagramma dei risultati espressi in funzione di range di tensione nominale e numero di cicli delle geometrie analizzate.

Come si può notare dal grafico, i risultati vengono racchiusi in una banda di dispersione molto ampia che non si può pensare di usare nei casi pratici, infatti in normativa si utilizzano bande di dispersione calibrate per le diverse geometrie di saldatura.

La fatica è un parametro locale e quindi anche applicando una stessa tensione nominale su geometrie diverse si ottengono risultati molto diversi a livello locale e questo causa la grossa dispersione dei risultati. Se invece di utilizzare la tensione nominale si utilizzasse un parametro locale, si intuisce, come tutte le geometrie in cui si ottengono risultati analoghi di questo parametro si comporterebbero allo stesso modo quando sottoposti a fatica.

Per quanto già accennato nel capitolo introduttivo per il calcolo della tensione di picco equivalente nel caso in esame si utilizza la formula

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = f_{w1} \Delta\sigma_{peak} \quad (11)$$

Questo poiché l'angolo di apertura 2α rende singolare il modo I e non singolare il modo II, inoltre trattando un caso piano in deformazione piana non sono presenti carichi di modo III.

Infatti se invece di ragionare con tensioni nominali si considera questo termine equivalente di picco lineare elastico si ottiene un notevole vantaggio nell'analisi dei risultati, come si può notare poiché considerando ciò che avviene nell'intorno del punto di interesse si va a considerare una zona in cui siano già stati applicati gli effetti della geometria presa in considerazione nell'ottenimento di tale valore (figura 2.5.2).

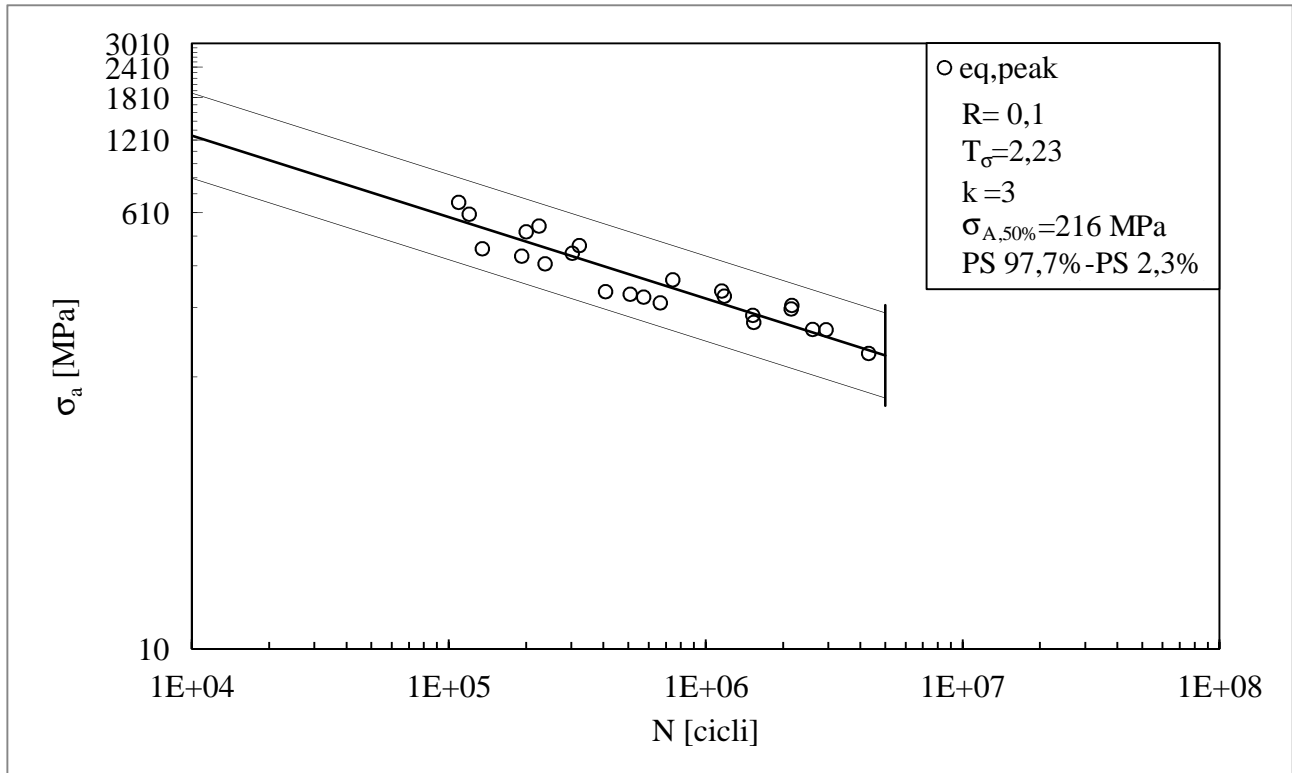


Figura 2.5.2. Diagramma dei risultati espressi in funzione di range di tensione lineare di picco equivalente e numero di cicli delle geometrie analizzate.

Confrontando i due diagrammi si osserva che, a parità di pendenza $k=3$, nel secondo diagramma la dispersione sia notevolmente più contenuta mostrando una dispersione nel caso nominale pari a quasi 3 volte quella ottenuta considerando il parametro locale, infatti il parametro T_σ che risulta essere pari al rapporto tra il valore di tensione ottenuto per la curva con probabilità di sopravvivenza (PS) 2,3% e il corrispondente valore di tensione ottenuto per la curva di probabilità di sopravvivenza (PS) del 97.7 %. Questo poiché σ_{peak} tiene conto non solo della tensione nominale ma anche dell'effetto scala dovuto alla geometria, in questo modo i risultati risultano confrontabili anche per geometrie con ordini di grandezza molto diverse. Alla luce di quanto appena visto in letteratura è stata proposta una banda di progettazione per giunti saldati sottoposti a fatica per applicare il metodo PSM (2.5.3).

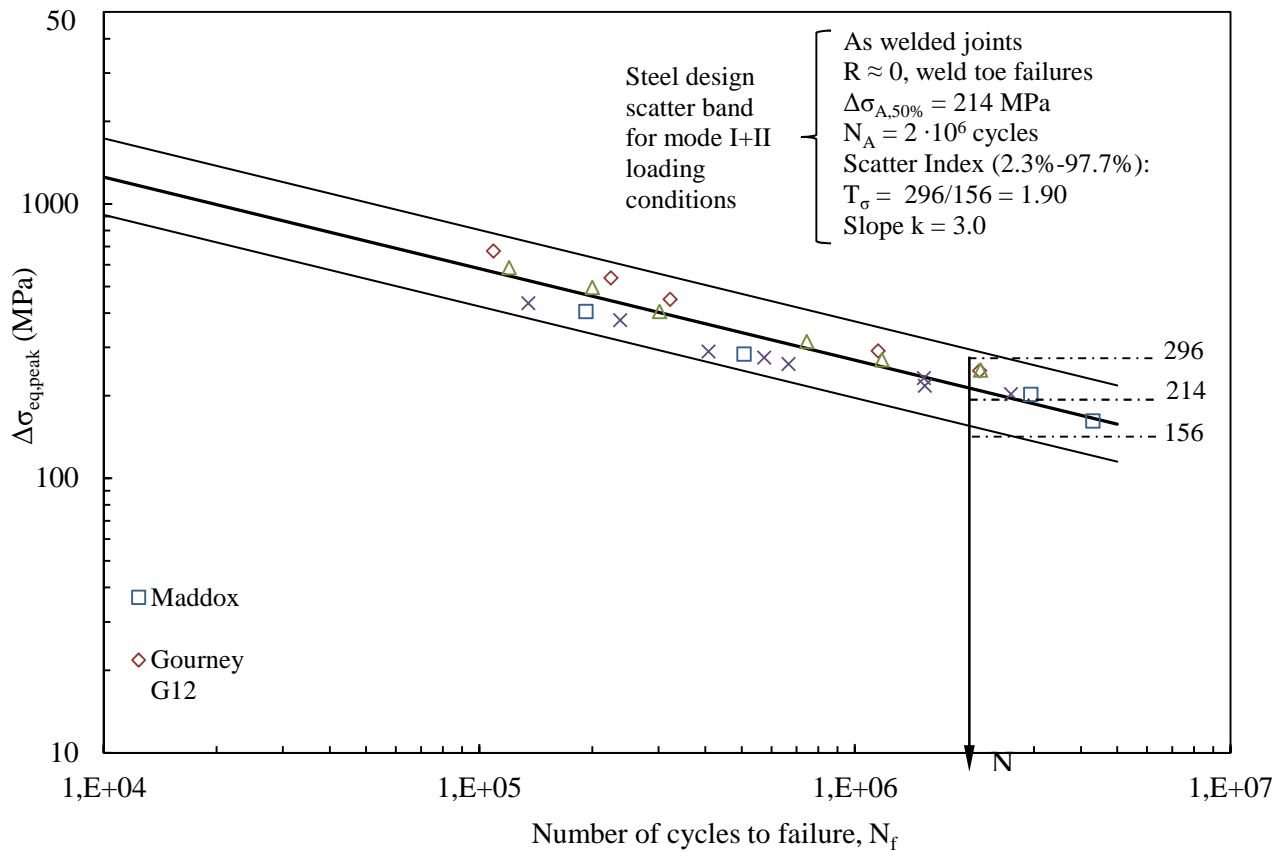


Figura 2.5.3. Banda per la progettazione a fatica di giunti saldati in acciaio secondo il PSM

Questa banda risulta notevolmente più ristretta della precedente mostrando una dispersione dei risultati ancora inferiore alla banda vista prima e calibrata sui dati ottenuti sulle geometrie analizzate. Una tale banda è risultata essere valida per più di 900 dati sperimentali diverse con diverse intensità di carichi applicati purché il tipo di sollecitazione applicato alla cricca fosse di modo I e modo II. L'utilizzo del parametro $\Delta\sigma_{eq,peak}$ consente di individuare il punto di rottura a fatica qualora vi siano più punti in competizione tra loro anche qualora i punti si riferiscano ad angoli di apertura diversi (come nel caso di lato piede e lato radice di una saldatura) e di raggruppare in un'unica curva di progettazione i risultati di diverse geometrie senza dover fare riferimento a curve diverse in base al tipo di giunto saldato che si deve analizzare.

Capitolo 3: Le prove sperimentali al banco

3.1. Il banco di prova

Lo scopo del lavoro è quello di confrontare i risultati ottenuti da test a fatica sul telaio di uno scooter elettrico con i risultati ottenuti da un'analisi FEM fatta su una zona sensibile del telaio quando viene applicata una forza orizzontale al perno della ruota anteriore.

Lo scooter in questione è stato fornito dall'azienda Wings Bike, si tratta del modello Boxa di prossima produzione (figura 3.1.1)



Figura 3.1.1 Scooter sottoposto allo studio.

Il telaio è stato già testato a fatica in un lavoro precedente, *“Acquisition and analysis of structural loads acting on an electrical scooter during field tests”*, tuttavia è stato necessario effettuare nuovamente delle misurazioni per poter calibrare il modello agli elementi finiti, lo studio si è concentrato in una particolare zona dello scooter, cioè la saldatura di collegamento tra il canotto di sterzo e il tubolare del telaio (figura 3.1.2).



Figura 3.1.2. Zona di interesse dello studio.

In seguito alle prove fatte in precedenza è stato riscontrato che tale area risulta critica per carichi orizzontali applicati all'altezza del perno della ruota anteriore dello scooter, tale tipo di sollecitazione è quella che si

crea in fase di frenata quando si effettua una frenata non equamente distribuita nella parte anteriore e posteriore, per simulare tale condizione le prove sono state effettuate con un rapporto di ciclo $R = -1$ quindi la forza è stata applicata in entrambi i versi.

Dai test a fatica sono state ottenute delle rotture sia innescate dal lato radice che dal lato piede, inoltre tali rotture si sono verificate sia nel lato superiore che nel lato inferiore (figura 3.1.3 e figura 3.1.4).



Figura 3.1.3. Esempi di rotture della saldatura nella zona superiore



Figura 3.1.4. Esempi di rottura nella zona inferiore.

A partire da questi dati, per ottenere una maggior coerenza tra il modello reale e il modello simulato al calcolatore sono state effettuate delle prove per la misurazione delle deformazioni nelle zone limitrofe alla saldatura.

Per poter effettuare tali misurazioni si è dovuto montare il telaio su un banco di prova. Per prima cosa è stata vincolata la ruota al banco così da impedire al telaio di avere labilità durante l'applicazione del carico (figura 3.1.5)

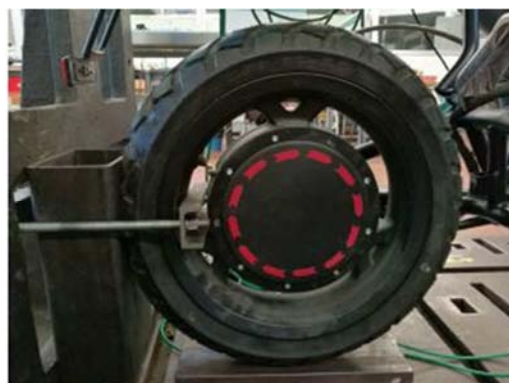


Figura 3.1.5. Sistema di vincolo utilizzato per la ruota posteriore.

Sono stati quindi aggiunti il forcellone ed il telaio, queste due entità risultano collegate tramite un perno e un ammortizzatore, quest'ultimo organo è stato sostituito nelle prove da una barra rigida per rendere più gravose le condizioni di carico applicate (figura 3.1.6).



Figura 3.1.6. Particolare della barra in sostituzione dell'ammortizzatore.

Per poter applicare una forza orizzontale poi è stata rimossa la ruota anteriore e il perno della forcella anteriore è stato collegato a una slitta collegata a sua volta con un martinetto (figura 3.1.7).

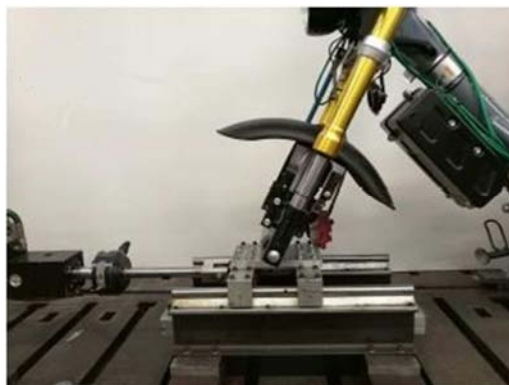


Figura 3.1.7. Collegamento della forcella anteriore alla slitta con martinetto.

Per effettuare la misurazione delle deformazioni sperimentali è stato sufficiente effettuare delle prove statiche in cui, come si vedrà in seguito, sono stati impostati al sistema dei valori di forza generando una funzione di carico a scalini che è stata mantenuta per un certo intervallo di tempo costante per poi passare al valore successivo.

L'applicazione della forza è stata effettuata per mezzo di un martinetto idraulico dotato di una cella di carico in grado di rilevare la forza applicata, e in grado di essere controllato anche in funzione della sua corsa (figura 3.1.8)



Figura 3.1.8. Martinetto idraulico utilizzato per applicare il carico al telaio.

La prova è stata effettuata in controllo di forza e per quanto riguarda il verso della forza applicata si è deciso di assumere come verso positivo ($F > 0$) la condizione in cui la ruota anteriore venga spinta verso la ruota posteriore riducendo l'interasse, al contrario come verso negativo è stata assunta la situazione in cui la forza tenda ad allontanare i perni delle ruote.

3.2. La centralina IMC

In questo capitolo viene presentato il dispositivo per mezzo della quale sono state effettuate le misurazioni delle reali deformazioni subite dal telaio dello scooter in seguito all'applicazione di una forza. Per poter rilevare tali grandezze vi è la necessità di utilizzare delle griglie estensimetriche che sono in grado di percepire tali deformazioni, le griglie devono poi essere collegate ad un supporto che consenta di mostrare i valori acquisiti durante il test, il supporto usato è una centralina IMC Cronos PL.

I dispositivi di questo tipo sono dispositivi compatti per la misurazione di quantità fisiche. Questi sistemi offrono la connessione diretta di molti tipi di sensori, oltre alla possibilità di effettuare acquisizioni multicanale di dati e vaste capacità di elaborazione dati in tempo reale.

Tali sistemi possono acquisire dati in maniera indipendente, ciò significa che una volta effettuata la configurazione adatta per il tipo di acquisizione che si intende fare tramite l'utilizzo di un computer, la centralina è in grado di registrare i dati e di salvarli senza che la si debba collegare al pc.

In particolare il dispositivo utilizzato è il *Cronos PL2*, che è di dimensioni contenute e del peso di circa 2 kg, e consente l'acquisizione di dati tramite 8 canali analogici e 16 canali digitali (figura 3.2.1).

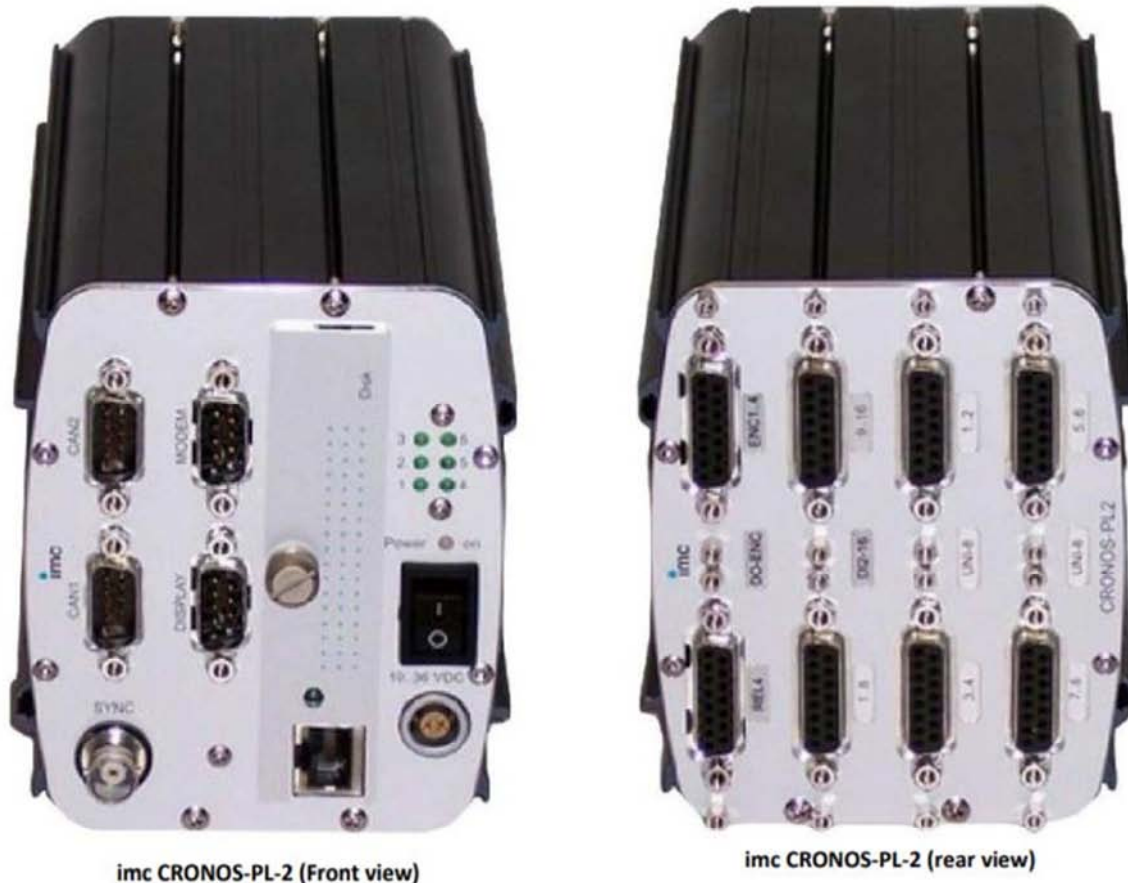


Figura 3.2.1. Centralina IMC Cronos PL2 vista

Per poter effettuare la misurazione si deve prestare attenzione al modo in cui ogni estensimetro risulta essere posizionato. In generale il primo passo da effettuare è quello della scelta del tipo di collegamento e quindi della disposizione degli estensimetri sull'oggetto di studio, questa prima fase risulta essere di fondamentale importanza poiché da questo dipende la corretta misurazione della grandezza di interesse e il tipo di amplificazione che si vuole ottenere, per poi effettuare l'incollaggio. Tuttavia queste operazioni sono state effettuate in un periodo antecedente all'inizio di tale lavoro e quindi in laboratorio utilizzato un telaio già preparato con gli estensimetri incollati. Alla luce di ciò, per poter continuare il lavoro si è dovuta osservare la disposizione delle griglie e dei loro collegamenti, dopo una attenta osservazione si è potuto affermare che ciascuna era collegata in maniera indipendentemente, quindi l'acquisizione ha permesso di ottenere quattro valori misurati di deformazione distinti ed è stato perciò necessario dedicare un canale per ogni estensimetro per un totale di 4 canali analogici.

In uscita da una singola griglia estensimetrica, utilizzata in questo lavoro, vi sono tre cavi di cui uno bianco con una linea rossa e due completamente bianchi, tali fili vanno collegati ad uno spinotto affinché possano poi essere collegati alla centralina, per poterli inserire nella spina in maniera adeguata è necessario conoscere la disposizione nel collegamento a ponte di Wheatstone. Secondo tale teoria vi possono essere tre tipi di collegamento, a quarto di ponte, a mezzo ponte e a ponte intero, tale scelta si deve fare in funzione del tipo di sollecitazione che si vuole misurare, della sua entità, e del numero di estensimetri che si hanno a disposizione. Tramite un corretto posizionamento, infatti, è possibile amplificare delle grandezze altrimenti molto piccole, inoltre è anche possibile disaccoppiare differenti tipologie di sollecitazione applicate in una stessa zona di misurazione. La disposizione degli estensimetri sul telaio sarà trattata nel prossimo paragrafo, in questo ci si limita a spiegare il modo in cui sono stati collegati i fili in uscita dagli estensimetri allo spinotto. Il collegamento effettuato in questo caso è stato dettato dal posizionamento con cui si trovavano le griglie ed è stato quello a quarto di ponte, ciò comporta che non vi sia nessun tipo di

amplificazione della grandezza misurata e che le misurazioni risultino completamente indipendenti quindi ogni estensimetro è stato collegato ad un singolo canale analogico (figura 3.2.2).

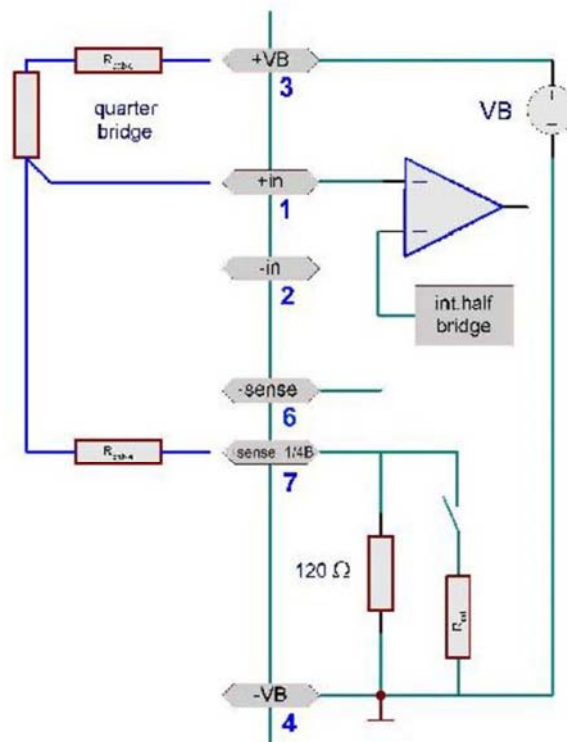


Figura 3.2.2. Collegamento dei fili di una singola griglia estensimetrica alle porte contenute nello spinotto.

Ogni spina è in grado di gestire due canali, quindi con due di queste è stato possibile gestire tutti e quattro i canali. Una volta collegate, la centralina è stata connessa ad un computer per poter effettuare la configurazione del programma.

Una volta aperto il software, prima di effettuare la rilevazione, è necessario configurare i canali, questa operazione consente di definire i parametri con cui si intende effettuare le misurazioni, il seguente procedimento è stato effettuato per ciascun canale alla stessa maniera visto che tutte e quattro le griglie risultano godere della stessa disposizione, del tipo di collegamento e delle stesse proprietà.

3.3. Configurazione della centralina

In questo paragrafo si indicano i parametri di set-up utilizzati nel lavoro svolto per poter effettuare l'acquisizione dei dati, i passi descritti risultano di fondamentale importanza per chiunque voglia provare a rifare le medesime misurazioni ottenendo simili risultati.

Una volta aperto il programma ci si trova davanti a una finestra iniziale, per effettuare la configurazione dei canali si utilizza il percorso nella barra degli strumenti (figura 3.3.1) :

Settings → Configurazion..

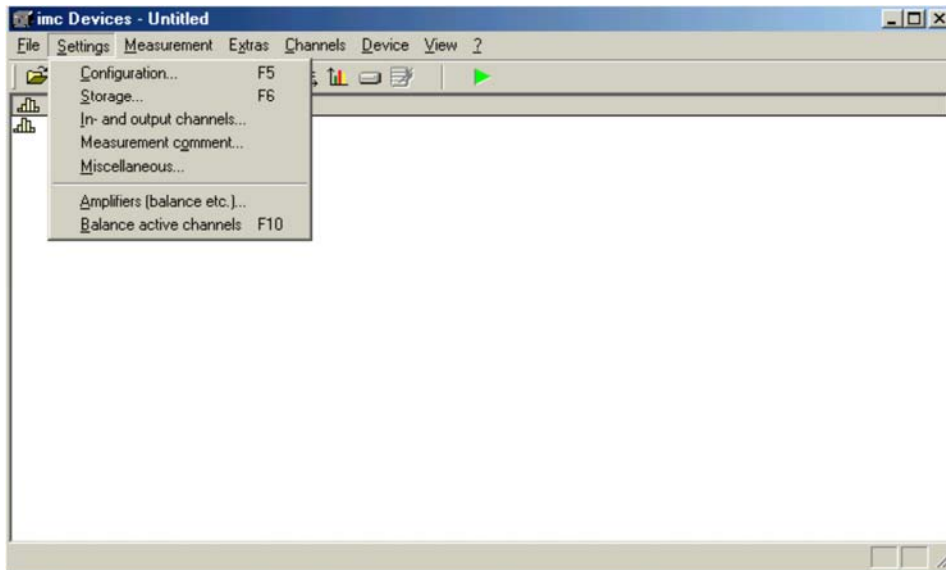


Figura 3.3.1. Finestra di dialogo del programma in cui si evidenzia il percorso fatto per poter configurare i canali utilizzati

In questo modo si apre la finestra di configurazione del dispositivo in cui vengono mostrati tutti i canali a disposizione, 8 analogici e 16 digitali (figura 3.3.2)

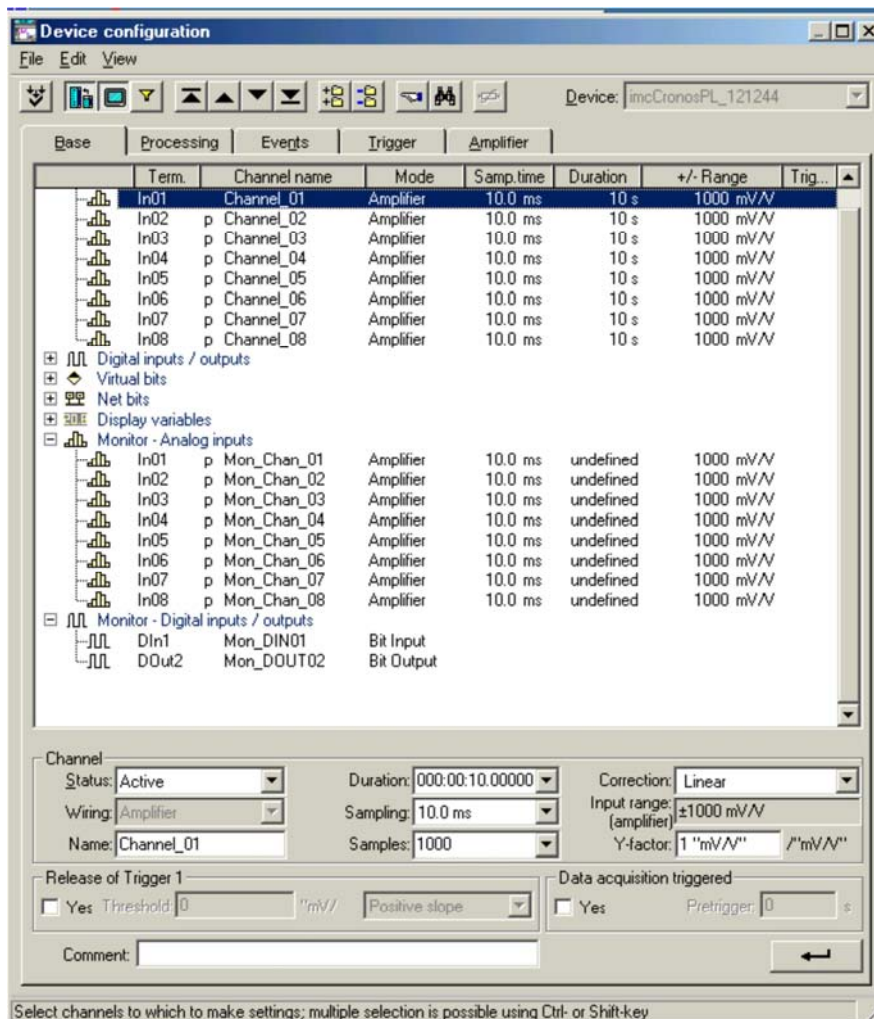


Figura 3.3.2. Finestra di configurazione del dispositivo

In questa fase è sufficiente configurare esclusivamente i quattro canali che si utilizzano, ogni canale risulta essere analogo agli altri, quindi si effettuerà la stessa configurazione ad eccezione del nome del canale che sarà deciso in maniera tale da riconoscere in maniera sicura a quale zona del telaio si riferiscono i dati acquisiti da ciascun canale nella successiva fase di elaborazione dei dati. Per prima cosa si sceglie il canale che si vuole configurare, lo si seleziona e si passa alla scheda *AMPLIFIER*, a questo punto per poter indicare il tipo di ponte che si intende utilizzare si seleziona il pulsante *VOLTAGE* posto inferiormente e che rende possibile il settaggio dei parametri del ponte di Wheatstone (figura 3.3.3).

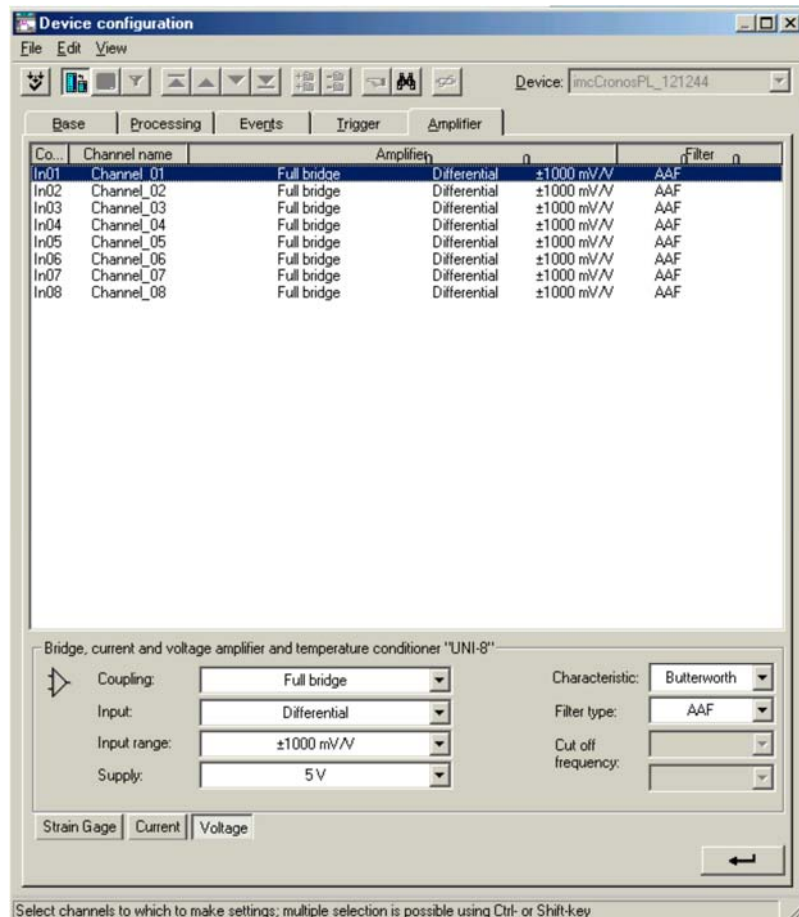


Figura 3.3.3. Settaggio dei parametri del ponte di Wheatstone.

In questa fase, per quanto si intende fare, è sufficiente impostare il quarto di ponte e i valori di input range in cui si intenda rimanere, per tali parametri sono state impostate le seguenti opzioni :

-Coupling : Quarter Bridge

-Input range : ± 1 mV/V

Il secondo passo è quello di impostare i parametri relativi agli estensimetri che possono essere impostati nella scheda "*Strain Gage*"posta in basso (figura 3.3.4).

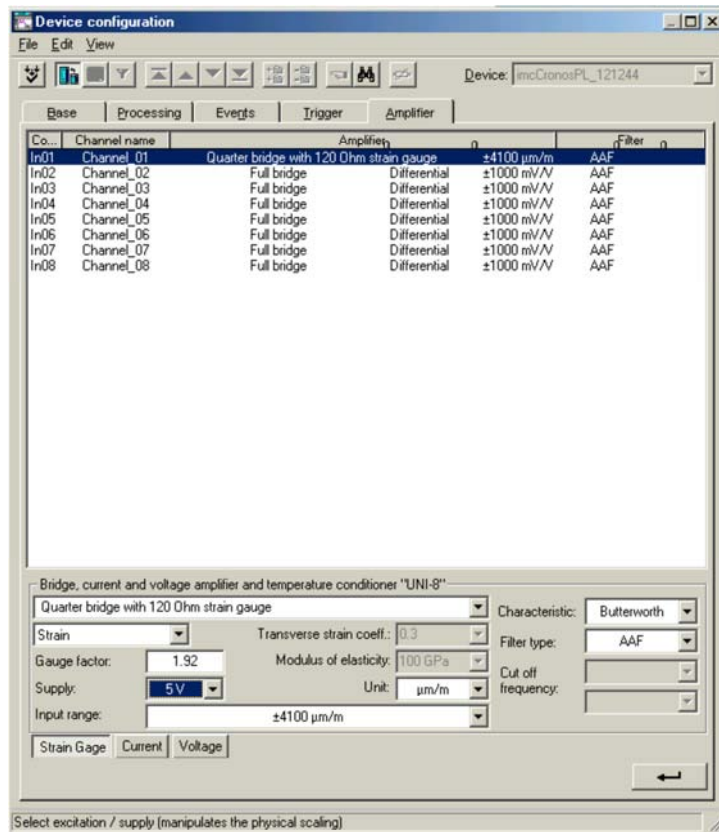


Figura 3.3.4. Configurazione dei parametri relativi alle griglie estensimetriche.

In questa zona si indica il *gauge factor* che si trova nel foglio descrittivo, fornito dal produttore, relativo a ciascuna griglia estensimetrica, nel caso in esame tale foglio non era a disposizione e quindi si è deciso di utilizzare un valore assunto in maniera arbitraria ma coerente con i valori solitamente riscontrabili nei casi reali, e il valore di *Input range* che dipende dall'ampiezza del segnale tra i valori massimi e minimi che si intende acquisire, tanto più ampio risulta essere l'intervallo indicato tanto più approssimate risultano essere le misurazioni fatte, è quindi importante non discostarsi troppo dai valori che si andranno ad usare, tuttavia è possibile indicare un valore relativamente ampio in fase iniziale e modificare la configurazione in un secondo momento. Per il lavoro che si vuole svolgere un altro parametro da selezionare è l'unità di misura da visualizzare, infatti di default vengono mostrati µm/m ma, visto che si vogliono andare a misurare delle deformazioni è possibile impostare direttamente il loro valore. Per questi tre parametri sono stati introdotti i seguenti valori:

- *Strain Gage* : 2.11

- *Input range* : ± 1900 µε

- *Units* : µε

Si può ora tornare alla scheda principale di settaggio denominata "BASE" per impostare :

- *Status* : Active

- *Name*: nome del canale

- *Durata* : Undefined

- *Sampling Rate* : 100ms

- *Y-factor* : 1 "µε" (rappresenta l'unità di conversione indicata per il quarto di ponte estensimetrico)

Questa operazione di configurazione va effettuata per ciascun canale utilizzato, i valori indicati vengono settati per tutti e quattro gli estensimetri ad eccezione del nome che sarà diverso per ciascuna griglia per ovvi motivi.

3.4. Acquisizione dati

Una volta effettuata la configurazione del software è stato possibile effettuare le acquisizioni per capire come una forza orizzontale, applicata nel punto in cui la ruota si attacca alle forcelle anteriori, si traduca in una certa deformazione nella vicinanza della zona di interesse, ossia nella zona del tubolare esterno del telaio in prossimità della saldatura che collega il canotto dello sterzo con tale tubolare (figura 3.4.1).



Figura 3.4.1 Carico orizzontale applicato al telaio per l'acquisizione dati, la freccia indica la condizione $F > 0$

Per fare ciò è stato montato sul banco un telaio precedentemente estensimetrato. Si sono utilizzati quattro estensimetri, due nella parte superiore e due corrispondenti nella parte inferiore come mostrato nella figura 3.4.2.

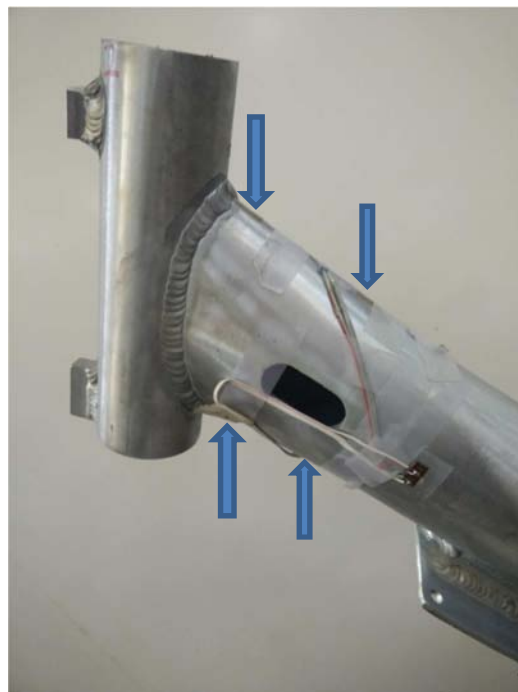


Figura 3.4.2. Posizionamento degli estensimetri sul telaio

I quattro estensimetri sono stati collegati ciascuno in maniera indipendente, ciascuno occupa un singolo canale nel collegamento con la centralina, questo tipo di collegamento è quello che viene chiamato “a quarto di ponte di Wheatstone e consente di leggere il valore esatto misurato da ciascun estensimetro senza che vi siano amplificazioni del segnale e senza che siano fatte combinazioni tra i valori letti. Ogni estensimetro fornisce quindi un valore di deformazione relativo alla sua specifica posizione in funzione della sollecitazione che percepisce in quel punto.

Le quattro griglie estensimetriche sono state chiamate in funzione del loro posizionamento quindi si avranno:

- Estensimetri Locali: gli estensimetri posti in vicinanza della saldatura
- Estensimetri Nominali: gli estensimetri più distanti dalla saldatura

Questo tipo di nomenclatura è stato usato perché con “locale” si intende, solitamente, che ci si trova in prossimità della zona di interesse, mentre quando si parla di “nominale” si ha a che fare con una zona non perturbata e ideale. Dopo aver fatto questa distinzione si hanno quindi due estensimetri in vicinanza della saldatura e due posti più a valle, risulta necessario quindi introdurre ancora una nominazione che aiuti a capire in maniera univoca a quale zona del telaio si fa riferimento per il valore letto di deformazione quindi gli estensimetri sono stati divisi in “Superiore” e “Inferiore” per indicare da quale lato rispetto al telaio si trovino. Sono state poi prese le distanze del centro degli estensimetri dal piede del cordone di saldatura, distanze che tornano utili nella successiva fase di analisi dei risultati nella quale si dovrà andare a ricavare le deformazioni nell’analisi dei risultati del modello FEM nelle medesime zone per poter confrontare i valori ottenuti nei due diversi modi.

– LOCALE SUPERIORE

Posto a 9 mm dal piede cordone nella parte superiore

– NOMINALE SUPERIORE

Posto a 73 mm dal piede del cordone nella parte superiore

Mostrati in figura 3.4.4.

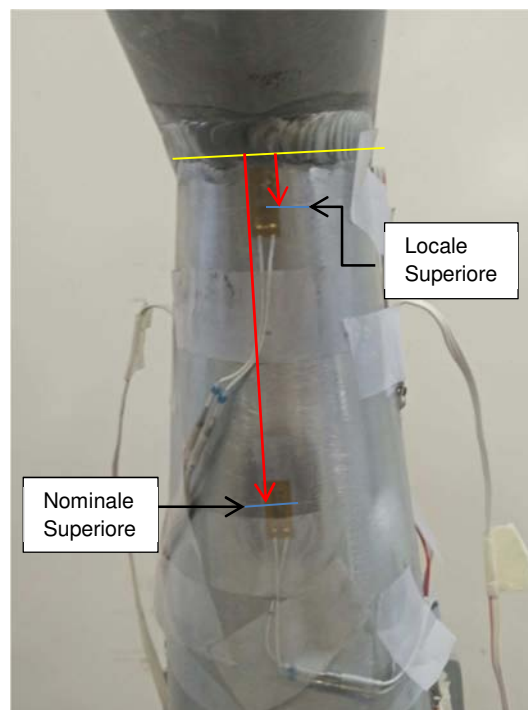


Figura 3.4.4. Misura della distanza degli estensimetri superiori dal piede del cordone di saldatura

– LOCALE INFERIORE

Posto a 7 mm dal piede cordone nella parte inferiore

– NOMINALE INFERIORE

Posto a 34 mm dal piede cordone nella parte inferiore

Osservabili in figura 3.4.5.

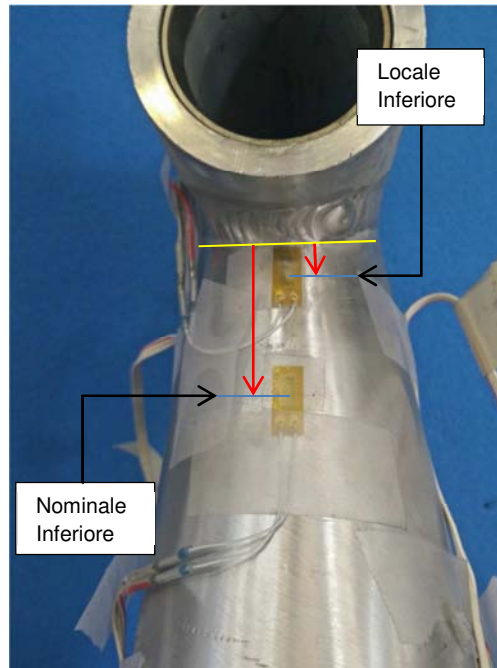


Figura 3.4.5. Misura della distanza degli estensimetri inferiori dal piede del cordone di saldatura

I quattro estensimetri sono stati poi collegati alle porte analogiche della centralina, in questo modo data una forza F applicata dal martinetto, la centralina è in grado di misurare le $\mu\epsilon$ percepite da ciascun estensimetro.

Per effettuare le prove si deve tenere in considerazione che bisogna analizzare le deformazioni fino a raggiungere il valore massimo della forza applicato durante i test a fatica effettuati in precedenza per poter controllare che il comportamento del materiale risulti sempre lineare elastico, qualora così non fosse non sarebbe possibile utilizzare il Peak Stress Method nell'analisi agli elementi finiti del modello, inoltre per passare da un valore nullo di forza al valore massimo è necessario effettuare degli step di forza graduali per verificare appunto che tutti i punti si dispongano lungo la stessa linea, non sarebbe sufficiente avere il punto a forza nulla e a forza massima per garantire la linearità. La prova poi non solo va effettuata per graduali aumenti di carico crescenti ma tali gradini devono essere mantenuti anche in fase di scarico, questo per effettuare una verifica su un possibile effetto di isteresi del materiale che potrebbe portare ad avere rette di carico e di scarico notevolmente diverse. In fine, vista la notevole sensibilità con cui gli estensimetri riescono a percepire delle variazioni è preferibile non limitarsi ad effettuare una singola prova di carico e scarico ma effettuarne un numero consono, in fase di analisi dei risultati poi si dovranno confrontare i risultati delle singole prove.

I test a fatica effettuati sullo scooter sono state effettuate con un rapporto di ciclo $R = -1$, con un valore massimo di $\Delta F = 5795$ N, questo in termini di range di carico che tradotto in termini di forza applicata si traduce in un valore massimo di forza pari a $|F|_{\max} = 2897.5$ N, tuttavia il valore massimo applicato durante le prove effettuate è stato scelto pari a $|F|_{\max} = 2500$ N, inoltre si è scelto di effettuare le prove separando il carico imposto nel verso positivo, cioè il verso che tende ad avvicinare i perni delle ruote riducendo l'interasse e che corrisponde alla sollecitazione subita in fase di frenata con il freno anteriore dello scooter, e

nel verso negativo corrispondente ad una frenata effettuata dal freno posteriore e che quindi tende a far aumentare l'interasse allontanando i perni delle ruote.

Si sono effettuate sei rampe di carico, quattro rampe con singoli step da 500 N di forza, altre due rampe con 250 N, per tutte e sei si è partiti da un valore di forza nullo fino ad arrivare a un valore massimo di |2500| N. Vista la particolare disposizione, gli estensimetri posti nella parte superiore ci si aspetta misurino un andamento simile, entrambi di trazione per forze applicate positive e di compressione nel caso di forze applicate negative, che tuttavia sarà opposto rispetto a quelli posti nella parte inferiore del telaio. Nel seguito si analizzeranno per prima cosa le rampe in maniera singola per poi analizzare i risultati ottenuti in maniera complessiva, confrontando il comportamento del materiale durante le sei rampe. Le prime tre rampe sono state fatte a partire dal valore nullo della forza iniziale fino al massimo positivo della forza applicata, mentre le altre tre rampe per forze negative.

3.5. Rampe di carico

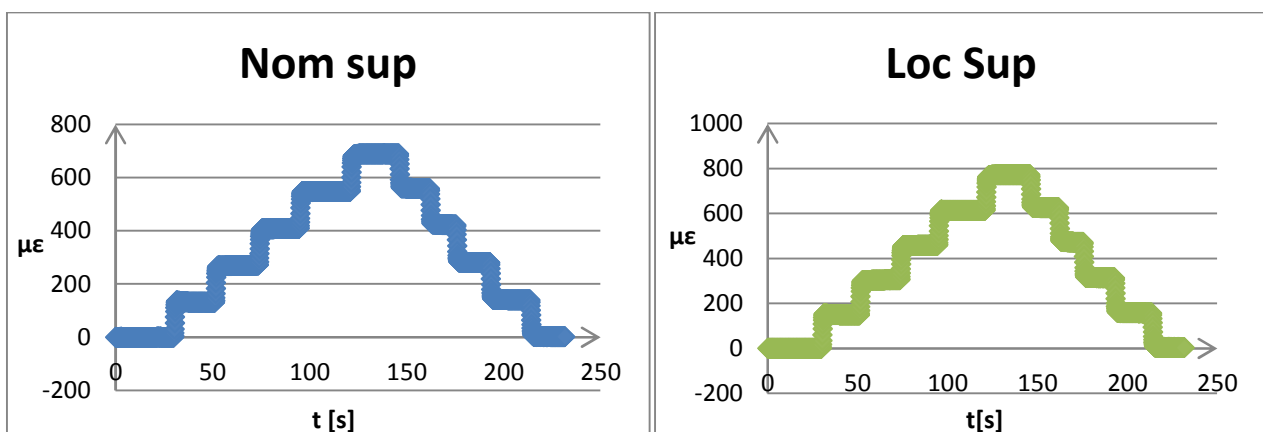
3.5.1 Prima Rampa(1+)

La prima rampa che è stata misurata presenta le seguenti caratteristiche :

- $\Delta F = 500 \text{ N}$
- $F_{\min} = 0 \text{ N}; F_{\max} = 2500 \text{ N}$

Per la convenzione scelta, applicare una forza positiva corrisponde a spingere la ruota anteriore verso la ruota posteriore orizzontalmente, applicando una tale forza alla slitta a cui è collegata la forcella anteriore ci si aspetta che in corrispondenza della saldatura si venga ad avere un momento flettente che coinvolga a trazione gli estensimetri posti nella parte superiore del telaio e, viceversa, un carico di compressione per gli estensimetri posti nella parte inferiore, ed effettivamente è ciò che si ottiene nella tabella 3.5.1 e nella figura 3.5.1.

Tabella 3.5.1. Valori acquisiti per la prima rampa di carico



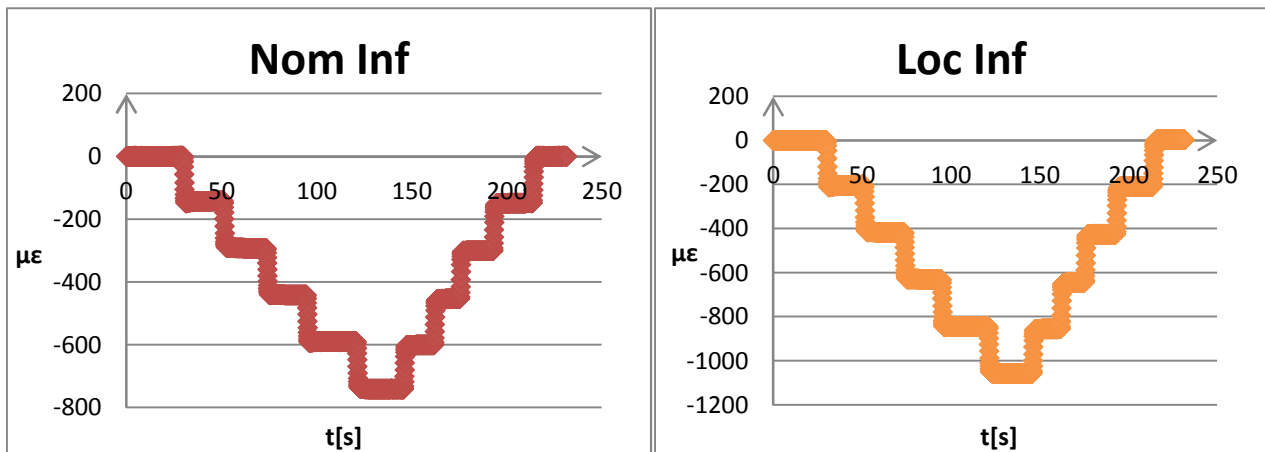


Figura 3.5.1. Risultati misurazioni effettuate tramite la centralina IMC

Da una prima analisi della tabella e dei grafici, si nota per prima cosa come i valori “locali” risultino maggiori dei corrispondenti valori “nominali”, inoltre si osserva anche che i valori posti nella parte “inferiore”, che risultano essere soggetti a compressione, siano maggiori di quelli “superiori”, i segni relativi alle deformazioni misurate risultano combaciare con il tipo di sollecitazione applicata. Queste prime analisi preliminari sono solo accennate, poiché basandosi su una sola rampa di carico ottenuta imponendo una forza positiva non è possibile fare delle ipotesi sul comportamento finale del materiale, tuttavia queste considerazioni servono principalmente a capire se quanto previsto nella fase teorica preliminare è ciò che si è effettivamente verificato anche nei test reale.

3.5.2 Seconda Rampa(2+)

La seconda rampa che è stata misurata presenta caratteristiche analoghe alla prima, cioè le seguenti :

- $\Delta F = 500 \text{ N}$
- $F_{\min} = 0 \text{ N}; F_{\max} = 2500 \text{ N}$

Il tipo di prova effettuata risulta essere del tutto analoga al caso precedente, è quindi possibile aspettarsi risultati della stessa tipologia di quelli appena trovati, tuttavia non è possibile prevedere a priori il valore di deformazione esatto, visto le analoghe modalità con cui sono state effettuate le due prove è lecito aspettarsi dei comportamenti che ripropongano dei valori maggiori di deformazione in prossimità della saldatura rispetto alle deformazioni a valle e con valori maggiori nella zona inferiore rispetto alla zona superiore; ciò che si ottiene nella tabella 3.5.2 e nella figura 3.5.2.

F [N]	Nom sup	Nom inf	Loc Sup	Loc Inf
0	-0,01854	0,061566	-0,11868	0,013352
500	133,178	-144,268	149,9279	-206,55
1000	267,0638	-289,007	300,0261	-413,276
1500	403,3378	-435,917	452,1822	-622,633
2000	544,2519	-587,241	609,4071	-839,449
2500	685,2165	-738,193	766,7341	-1055,56
2000	557,1583	-599,959	622,3869	-856,556
1500	421,1009	-453,068	469,4873	-645,804
1000	279,4902	-300,216	311,1701	-427,374
500	139,4555	-149,217	155,251	-212,071
0	0,746699	0,553842	0,365932	0,693293

Tabella 3.5.2 Valori acquisiti per la seconda rampa di carico

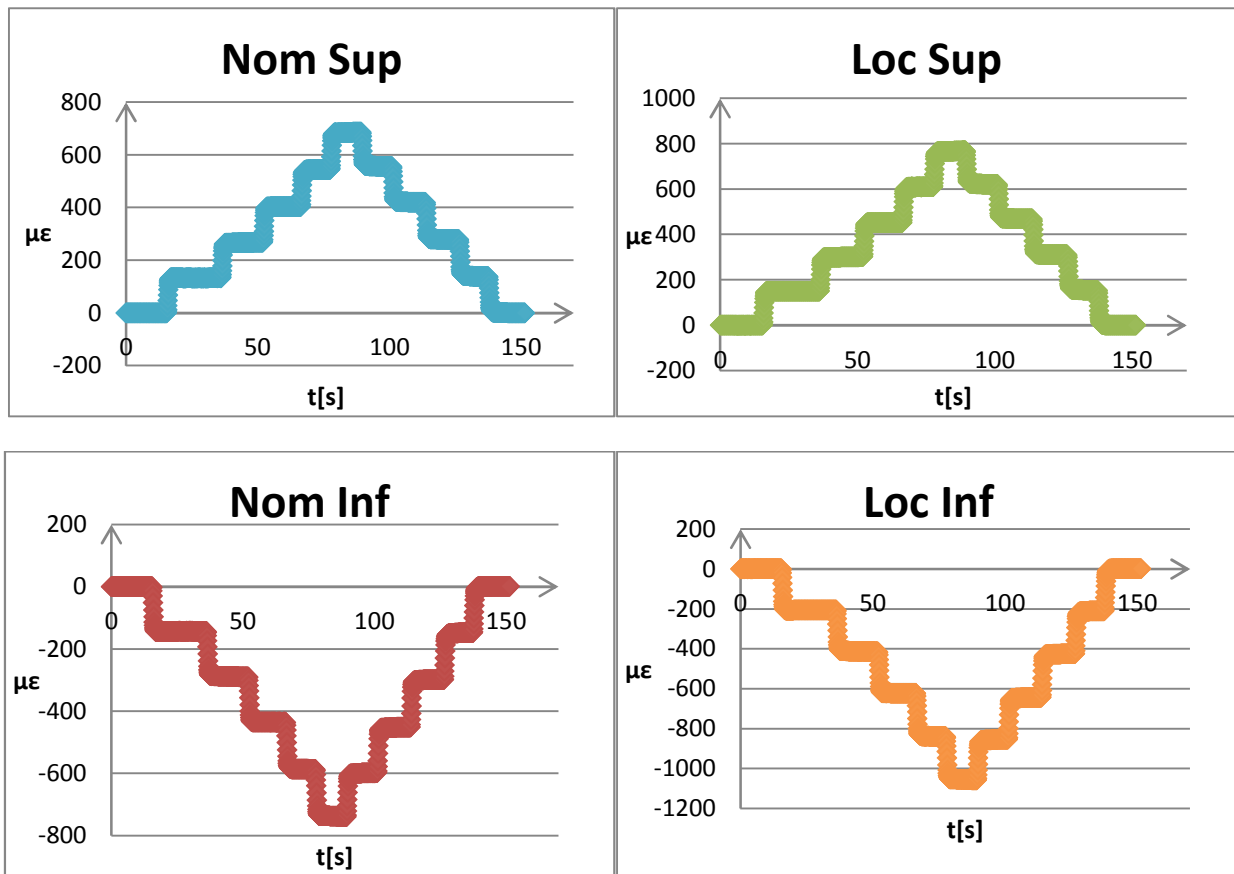


Figura 3.5.2. Risultati misurazioni effettuate tramite la centralina IMC

I risultati ottenuti da questa seconda prova risultano essere in buon accordo con i risultati ottenuti in precedenza, l'andamento è analogo e i valori misurati risultano essere grossomodo gli stessi.

3.5.3 Terza Rampa(3+)

La terza rampa che è stata misurata presenta gli stessi valori di massimo e minimo per la forza delle due rampe già viste ma gli step di forza sono più piccoli:

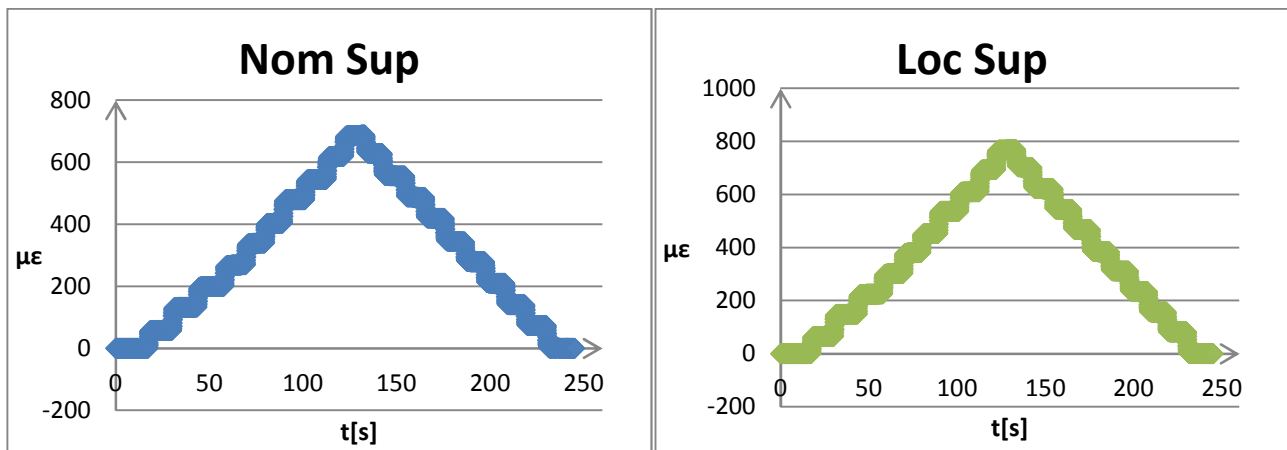
- $\Delta F = 250 \text{ N}$
- $F_{\min} = 0 \text{ N}; F_{\max} = 2500 \text{ N}$

Le condizioni limite della prova sono le medesime utilizzate nelle prime due rampe, ciò che viene modificato in questo caso è l'ampiezza del salto di forza che si effettua da un valore di forza al successivo, infatti in questo caso si ha un passaggio più graduale rispetto a prima, così facendo si ottiene un controllo ancora più accurato del tipo di comportamento che ha il materiale sottoposto a tali carichi, raddoppiando i punti in cui si misura la deformazione si hanno più punti che descrivono il passaggio tra i valori delle deformazioni; ciò che è stato ottenuto è visibile nella tabella 3.5.3 e nella figura 3.5.3.

F [N]	Nom sup	Nom inf	Loc Sup	Loc Inf
0	0,010702	-0,11705	-0,0809328	-0,03144
250	57,57532	-62,8923	64,7338636	-89,5005
500	132,0583	-143,695	148,511252	-205,042
750	199,0691	-216,213	223,742838	-308,561
1000	268,0786	-290,817	301,193467	-415,053

1250	338,4671	-366,611	379,751319	-523,318
1500	403,0301	-436,009	451,765305	-622,388
1750	479,0038	-517,566	536,329953	-739,042
2000	544,3771	-587,634	609,311437	-839,469
2250	618,7316	-667,478	692,444	-953,798
2500	685,7576	-739,096	767,344491	-1056,7
2250	628,1287	-676,847	702,416877	-967,009
2000	556,2118	-599,227	621,535118	-855,262
1750	487,1636	-524,521	543,996979	-747,993
1500	419,3044	-451,5	468,035663	-643,231
1250	343,7451	-370,188	383,821667	-526,957
1000	278,8839	-300,334	311,327876	-427,109
750	209,8146	-225,437	234,140398	-320,432
500	140,1601	-150,225	156,484082	-213,35
250	73,40507	-78,2223	82,0094476	-110,91
0	0,242407	0,613197	0,27872608	1,015239

Tabella 3.5.3. Dati acquisiti nella terza prova



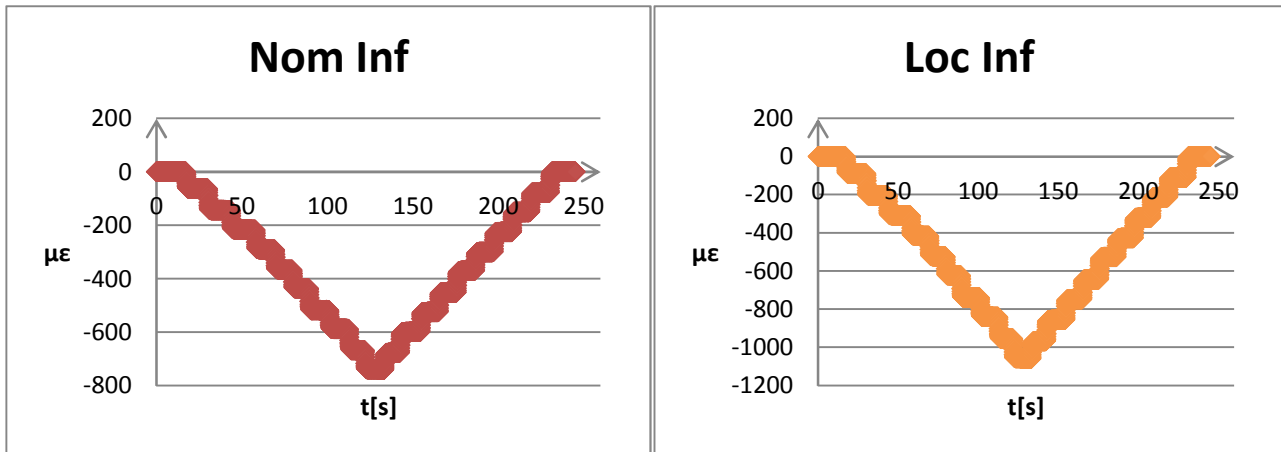


Figura 3.5.3. Risultati misurazioni effettuate tramite la centralina IMC

Effettuata quest'ultima prova si può notare come gli andamenti siano molto simili così come i valori di deformazione ottenuti nei tre casi.

A questo punto è possibile invertire il verso della forza per effettuare i medesimi test così da avere una panoramica dei valori di deformazione che si ottengono in tutto il range di forza che è stato considerato.

3.5.4 Quarta rampa(1-)

Questa è la prima delle tre rampe in cui è stato applicato un carico negativo, cioè il martinetto, invece di spingere la forcella nel tentativo di avvicinare le due ruote (riducendo l'interasse), in questa condizione si ritira tirando a se la ruota e allontanando i perni delle due ruote. Il movimento della ruota è opposto a quello che aveva subito in precedenza e quindi, come andamento, si avranno delle sollecitazioni di tipo opposto rispetto a prima, così come le deformazioni misurate tramite gli estensimetri. Se prima l'applicazione del carico ha portato a deformazioni positive per gli estensimetri superiori e negative per gli estensimetri inferiori, adesso si ha la condizione contraria in cui gli estensimetri superiori risentono una sollecitazione di compressione e gli estensimetri inferiori di trazione. Per quanto riguarda le caratteristiche delle prossime tre prove le prime due rampe di carico risultano analoghe sia per quanto riguarda i valori massimi e minimi di forza applicata, sia per quanto riguarda gli step di aumento di forza, invece la terza rampa riduce il range degli step di forza e ne aumenta quindi il numero. Le prossime tre rampe risultano quindi essere analoghe alle prime tre rampe già viste con l'unica differenza data dal verso di applicazione della forza.

Quindi per questa rampa avremo le seguenti caratteristiche :

- $\Delta F = 500 \text{ N}$
- $F_{\min} = -2500 \text{ N}; F_{\max} = 0 \text{ N}.$

Naturalmente si parte da una forza nulla imposta e si sale con il carico, in questo caso il simbolo meno sta esclusivamente ad indicare che la direzione di applicazione del carico è nella stessa direzione delle rampe precedenti ma nel verso opposto, infatti il segno della deformazione nella zona superiore è di segno negativo, mentre quella inferiore è positivo. Nonostante il carico sia applicato nel verso opposto si ottengono comunque valori maggiori in modulo per le deformazioni misurate nella zona inferiore rispetto alla zona superiore. Come si può vedere dalla Tabella 3.5.4 e dalla Figura 3.5.4.

F [N]	Nom sup	Nom inf	Loc Sup	Loc Inf
0	-1,52591	0,139233	0,293517	-0,0018815
-500	-132,953	142,6929	-147,378	202,578866
-1000	-265,773	287,1301	-297,249	406,797078
-1500	-402,439	435,8235	-451,744	616,396447
-2000	-538,848	585,268	-606,204	824,784135
-2500	-672,306	731,2709	-757,325	1026,05493
-2000	-549,783	595,3023	-617,902	835,472793
-1500	-413,915	446,1305	-463,817	627,145077
-1000	-279,304	299,4196	-311,6	421,571279
-500	-143,532	151,7835	-158,431	213,659103
0	-4,51014	1,337433	-1,4962	1,3051411

Tabella 3.5.4. Dati acquisiti nella quarta prova

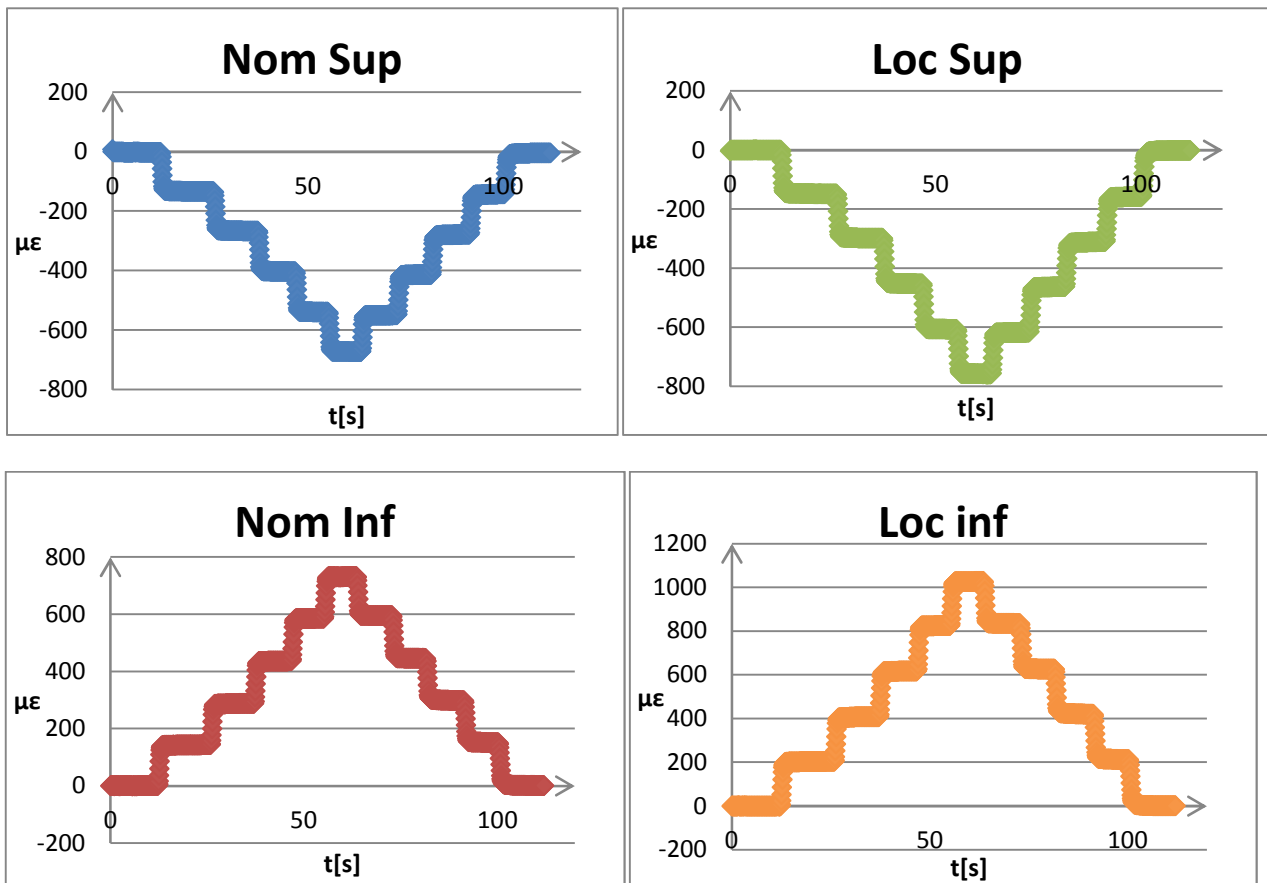


Figura 3.5.4. Risultati misurazioni effettuate tramite la centralina IMC

Confrontando le misure di deformazione ottenute da questo primo test si nota che l'andamento è quello previsto, ma osservando le tabelle delle prime 4 rampe i valori di deformazione ottenuti per un carico negativo risultino essere minori in modulo rispetto al caso positivo, tuttavia una sola rampa non basta a descrivere il comportamento del materiale in maniera completa.

3.5.5 Quinta rampa(2-)

Questa rampa risulta essere analoga alla rampa precedente con stessi valori limite (massimo e minimo) per la forza applicata e stessa ampiezza degli scalini di aumento della forza applicata, quindi avremo, anche in questo caso:

- $\Delta F = 500 \text{ N}$
- $F_{\min} = -2500 \text{ N}; F_{\max} = 0 \text{ N}$

L'andamento dei valori acquisiti per le deformazioni risulta essere analogo al precedente come si può vedere dalla Tabella 3.5.5 e dalla figura 3.5.5

F [N]	Nom sup	Nom inf	Loc Sup	Loc Inf
0	0,020316	0,194328	-0,5026	-0,0017666
-500	-130,551	142,2573	-147,73	201,80445
-1000	-262,802	286,1658	-297,072	405,47904
-1500	-400,896	436,6573	-453,242	617,54084
-2000	-538,249	587,0279	-608,669	827,32935
-2500	-670,18	731,5187	-758,012	1026,5528
-2000	-546,815	594,681	-617,725	834,82251
-1500	-411,141	445,686	-463,836	626,86529
-1000	-277,099	299,6505	-312,416	422,26896
-500	-140,715	151,5541	-158,651	213,58947
0	-1,63896	1,088845	-1,79451	1,1988681

Tabella 3.5.5. Dati acquisiti nella quinta prova

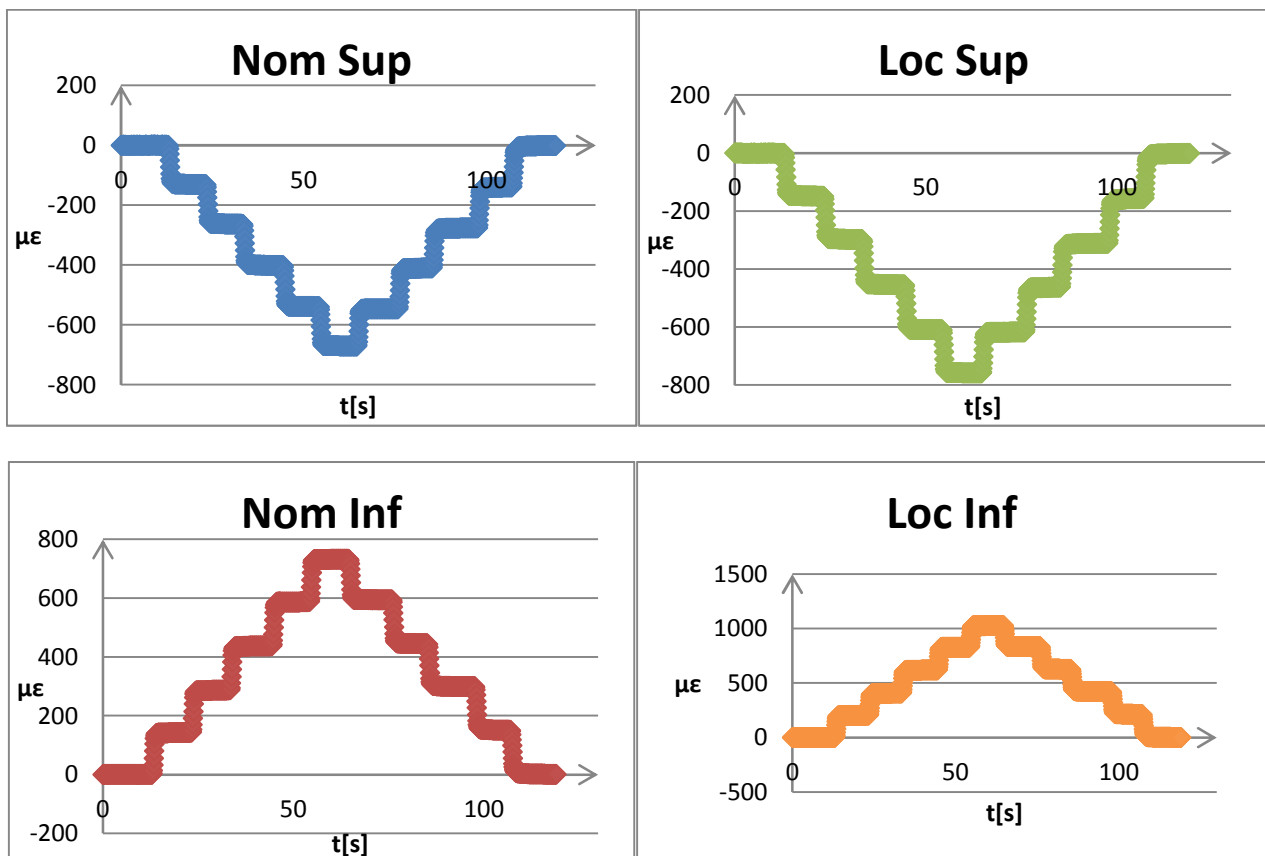


Figura 3.5.5. Risultati misurazioni effettuate tramite la centralina IMC

Confrontando le misurazioni delle deformazione ottenute nelle prime due rampe negative si ottengono andamenti simili con valori ancora più simili di quanto non si sia ottenuto nel caso positivo.

3.5.6 Sesta rampa (3-)

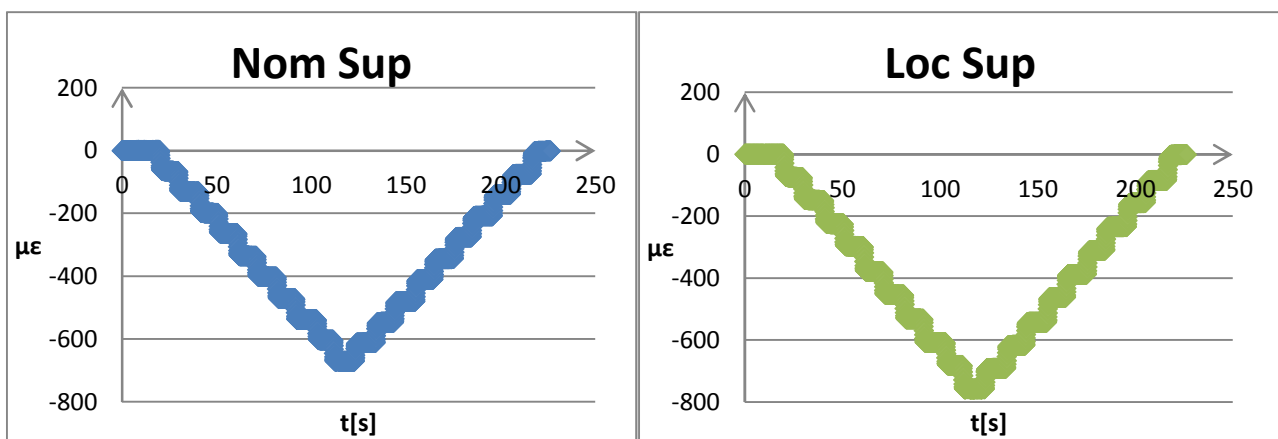
Questa rampa è analoga alla terza rampa fatta con il carico positivo ma questa volta il carico ha verso opposto, presenta gli stessi valori limite delle due rampe precedenti ma con step di carico dimezzati:

- $\Delta F = 250 \text{ N}$
- $F_{\min} = -2500 \text{ N}; F_{\max} = 0 \text{ N}$

L'andamento delle acquisizioni risulta essere analogo al precedente come si può vedere dalla Tabella 3.5.6 e dalla figura 3.5.6

F [N]	Nom sup	Nom inf	Loc Sup	Loc Inf
0	0,149849	0,309534	-0,00868	-0,12092
-250	-65,7596	72,33381	-74,2524	102,1236
-500	-131,372	143,5257	-148,078	203,2148
-750	-199,232	217,4894	-224,548	307,8196
-1000	-264,095	287,655	-297,511	407,1247
-1250	-336,078	365,7781	-378,865	517,7557
-1500	-402,274	437,9407	-453,767	619,2835
-1750	-471,474	513,7654	-532,187	725,2912
-2000	-538,7	587,3597	-608,208	827,6404
-2250	-603,695	658,4841	-681,62	926,1117
-2500	-670,858	731,912	-757,82	1027,27
-2250	-612,407	667,0012	-691,411	936,0422
-2000	-547,113	594,8255	-617,073	834,8461
-1750	-481,235	522,3488	-542,385	733,5687
-1500	-410,681	445,461	-462,54	626,2082
-1250	-344,931	373,6682	-388,038	525,7416
-1000	-276,145	298,8894	-310,501	420,8405
-750	-208,694	225,5352	-234,356	317,7004
-500	-139,958	150,9232	-156,873	212,4854
-250	-75,7678	81,40973	-84,6088	114,3519
0	-1,87762	1,801203	-1,26848	1,685487

Tabella 3.5.6. Dati acquisiti nella sesta prova



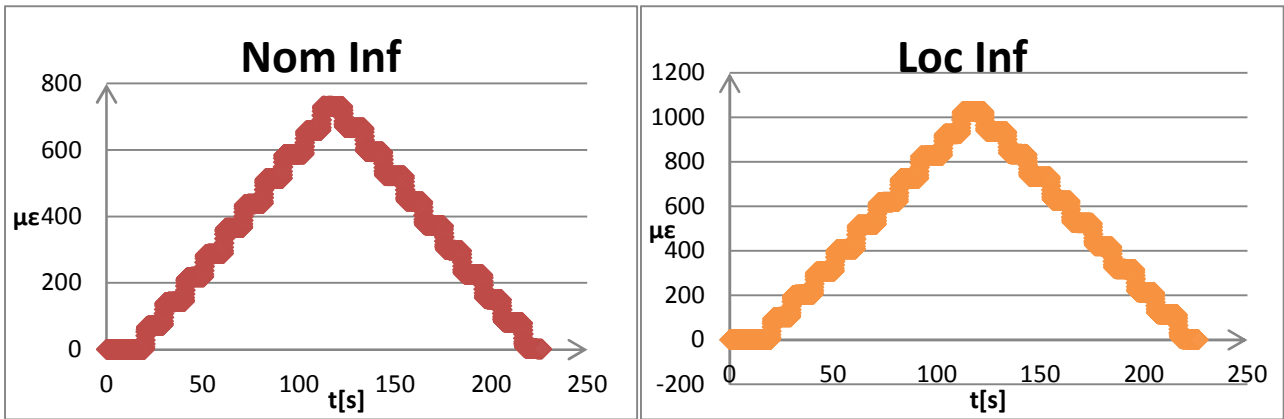
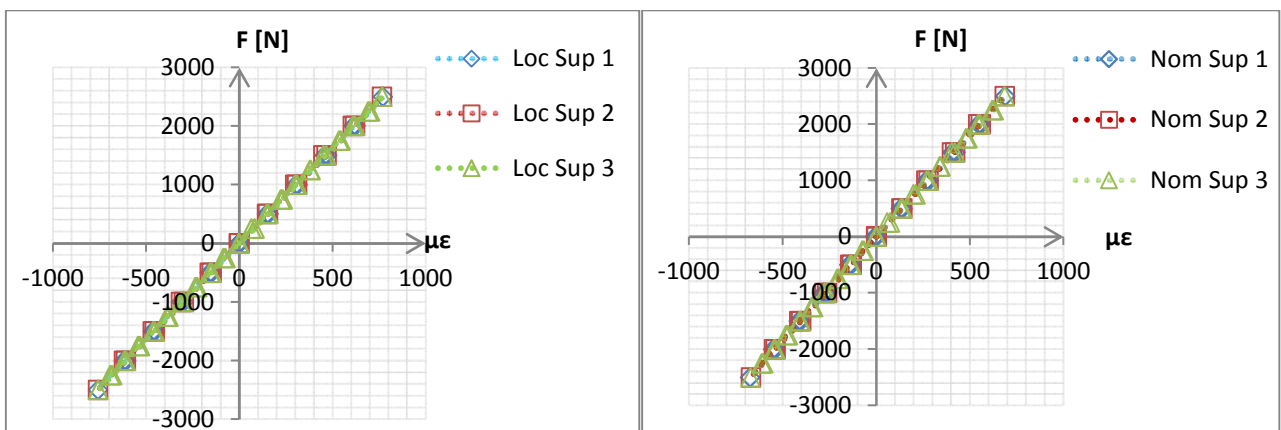


Figura 3.5.5. Risultati misurazioni effettuate tramite la centralina IMC

3.6. Analisi dei risultati IMC

In questa fase i dati rilevati grazie alla centralina IMC sono stati analizzati e rielaborati per ottenere dei risultati derivanti dalle misurazioni fatte. Queste analisi consentono di affermare se il comportamento del materiale risulta essere lineare per tutto il range di forza che è stato utilizzato durante le prove a fatica, inoltre permette di andare a prendere in considerazione la presenza o meno di eventuali fenomeni di isteresi del materiale. Nonostante le rampe siano state prese in maniera indipendente verranno accoppiate per ricreare le condizioni che si hanno in fase di test a fatica in cui si ha un rapporto di ciclo $R = -1$, prestando bene attenzione ad accoppiare le rampe con gli stessi step di forza. Quindi per prima cosa sono state accoppiate a due a due le rampe, unendo una rampa positiva e una negativa in modo da capire se l'andamento delle rilevazioni è lineare o meno, quindi la prima rampa (1+) è stata accoppiata alla quarta rampa (1-) formando la rampa 1, la seconda rampa (2+) è stata accoppiata alla quinta rampa (2-) formando la rampa 2 e le rimanenti due sono state unite tra di loro formando la rampa 3, così facendo sono state ottenute tre rampe con medesimi step di carico in grado di spaziare da valori positivi e valori negativi di carico. L'accoppiamento è stato fatto ponendo su uno stesso grafico, sulle ascisse è stato indicato il valore delle $\mu\epsilon$ ottenuto dalla misurazione e sulle ordinate il valore imposto della forza e si è controllato che l'andamento dei punti applicando la forza lungo i due versi, a parità di step di forza utilizzato, poteva approssimativamente disporsi lungo una retta. Prima tale analisi è stata fatta analizzando rampa per rampa, in un secondo momento è stata fatta considerando tutte le rampe e sovrapponendo i risultati relativi ai singoli estensimetri ottenendo quanto si vede in Figura 3.6.1 (a,b,c,d)



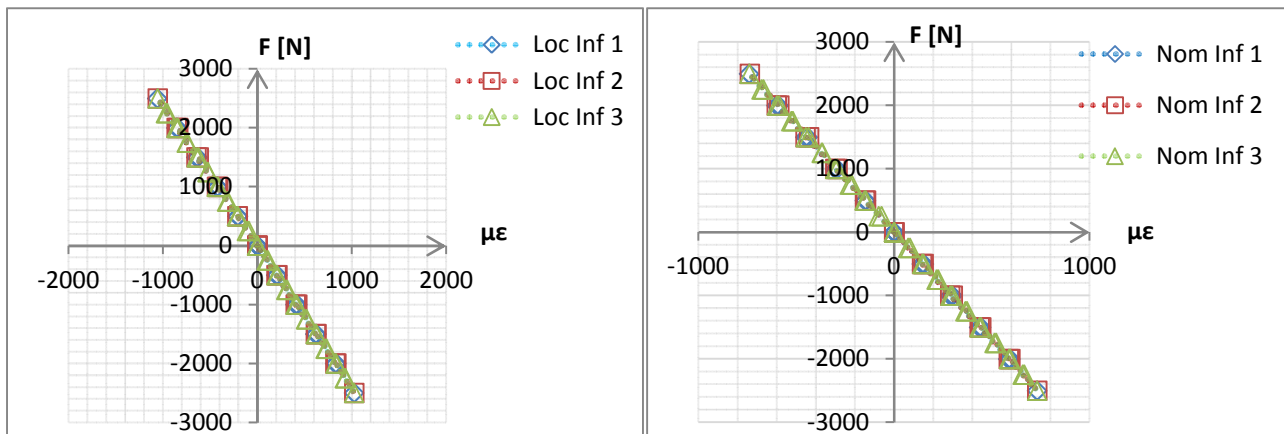


Figura 3.6.1 Rampe sovrapposte relative a ciascun estensimetro, a) in alto a sinistra relativa al Locale Superiore, b) in alto a destra relativa al Nominale superiore, c) in basso a sinistra al Locale Inferiore, d) in basso a destra al Nominale inferiore, i numeri indicano il numero del test.

La creazione di tali grafici si rende utile per il controllo di eventuali effetti di isteresi che porterebbero alla non perfetta sovrapposizione delle linee appartenenti alla stessa rampa, ma come si può vedere non solo le linee tratteggiate riferite ad una stessa rampa ma addirittura le linee delle diverse rampe risultano pressoché sovrapposte. Un'altra utile osservazione che si riesce a fare osservando la figura 3.6.1 è che, nonostante siano state prese in momenti diversi le misure delle deformazioni per forze positive e negative le rette mostrano una sostanziale linearità di comportamento nel passaggio dal carico positivo al carico negativo. Inoltre la linearità delle rampe anche per i valori più alti del carico permette di mantenere le considerazioni sugli sforzi e deformazioni nel regime di lineare elasticità, fatto non assumibile a priori. Qualora si fossero riscontrate deviazioni dalla linearità queste avrebbero causato notevoli modifiche alle successive trattazioni poiché sarebbero subentrate delle deformazioni permanenti sul sistema che avrebbero complicato le analisi FEM. La lineare elasticità infatti gode di notevoli semplificazioni nelle analisi, infatti fornisce una diretta proporzionalità tra carico e deformazione che, in questo caso, viene preservata in tutto il range di forza considerato.

Alla luce di quanto hanno fornito le analisi dati è possibile affermare che, durante le prove di resistenza a fatica, il comportamento del materiale è lineare elastico, senza apprezzabili effetti di isteresi del materiale e quindi i valori qui analizzati potranno essere confrontati con i valori delle deformazioni ottenute tramite il modello FEM che considera appunto un materiale con comportamento lineare elastico.

3.7. Ulteriori test al banco

Nel primo ciclo di test a fatica il telaio è stato sottoposto a due tipologie di carico, un carico orizzontale applicato al perno della ruota anteriore con rapporto di ciclo $R=-1$ e un carico verticale applicato in corrispondenza della sella con rapporto di carico $R=0$ ma mentre i test orizzontali hanno superato le richieste di resistenza per quanto riguarda il carico verticale i test hanno portato a inneschi di cricche prematuri rispetto al limite richiesto. In seguito a tali risultati sono state apportate delle modifiche al telaio riguardante la parte posteriore che ne hanno modificato il design e la rigidità. E' stato necessario effettuare i test di resistenza su tali telai per verificare che superassero i limiti di resistenza che hanno interessato esclusivamente i carichi verticali e quindi la parte posteriore del telaio, zona non interessata dall'analisi FEM effettuata nei capitoli precedenti. Di seguito vengono descritti i parametri usati per effettuare tali prove e i dati ottenuti.

Sono stati forniti sei telai "nuovi" per le verifiche di resistenza. Ogni telaio è stato vincolato al banco allo stesso modo, per quanto riguarda i valori di forza si è partiti dai valori di riferimento utilizzate per la prima tipologia di telaio che sono quelli mostrati nella tabella 9.1

Prove fatica carico verticale			
ID Telaio	Range Forza [N]	NumeroCicli	Posizione
Telaio_010	3000	251017	T_RFBM
Telaio_011	3000	48508	Amm_R
Telaio_012	3000	255133	Amm_P
Telaio_013	3000	165486	Amm_P
Telaio_014	3995	6679	Amm_R
Telaio_015	3995	21624	Amm_R
Telaio_016	2000	1213858	Amm_P+T_RFBM
Telaio_017	2000	2355444	Amm_P+T_RFBM

Tabella 9.1. Valori di forza, numero di cicli e posizione di innesco cricca ottenuti per i primi telai.

Partendo dalla tabella si sono effettuati i primi due test applicando il massimo della forza (3995N) ai primi due telai messi a disposizione, questo per fare una prima verifica della resistenza per i telai modificati, come si può vedere tale carico è particolarmente gravoso non consentendo al telaio di durare in maniera apprezzabile. Per quanto riguarda le condizioni di vincolo la ruota anteriore è stata rimossa e al suo posto lo scooter è stato collegato ad una slitta che consente esclusivamente lo spostamento orizzontale. La ruota posteriore invece è stata vincolata nella parte inferiore e non più nella parte posteriore come nel caso del carico orizzontale visto la diversa tipologia del carico. Al posto della sella è stata montata una geometria tale da distribuire il carico lungo tutta la lunghezza della sella e da consentire l'attacco del martinetto che trasmette la forza, lo stesso martinetto utilizzato anche per effettuare le prove orizzontali (figura 9.1.2)

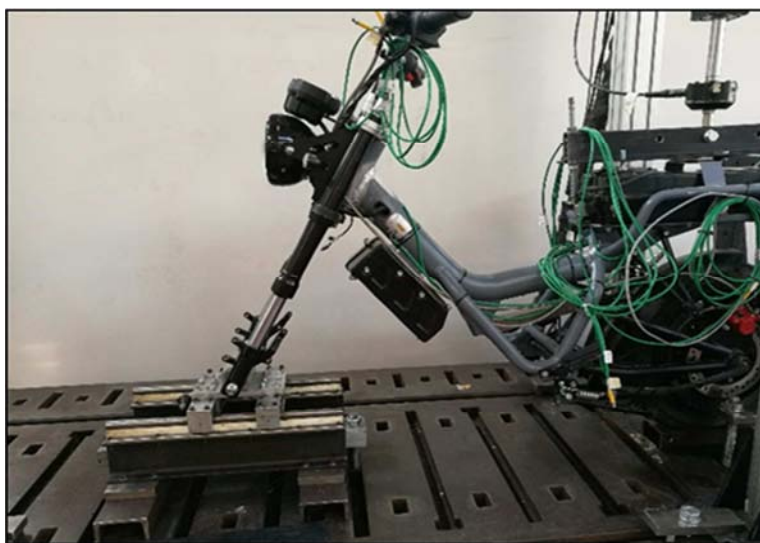


Figura 9.1.1. Impostazione del telaio sul banco per l'effettuazione delle prove verticali.

Una volta vincolato il banco è stato necessario imporre una forza e una frequenza per eseguire il test. I primi valori utilizzati sui primi due telai sono stati presi dai test storici, è stato scelto di effettuare i test con il valore di forza $F=3995\text{N}$ per confrontare il numero di cicli a rottura dei nuovi telai. I risultati ottenuti sono mostrati nella tabella 9.2

telaio	f[Hz]	F[N]	N
18_01	2	3995	417500
18_02	2	3995	520005

Tabella 9.2. Esiti dei primi due test effettuati sui nuovi telai.

Come si può osservare, la resistenza è notevolmente migliorata arrivando ad un numero di cicli tale da superare il numero di cicli per il carico medio ottenuto per i telai primitivi. Questo dimostra già un deciso miglioramento della durata rispetto alla situazione precedente. Inoltre si sono evidenziate le rotture mostrate in figura 9.1.2.



Figura 9.1.2. Rotture ottenute per i primi due telai testati con carico $F = 3995 \text{ N}$, a sinistra telaio 18_01 a destra il telaio 18_02.

In seguito a tali risultati sono stati messi a disposizione altri 4 telai, riducendo il carico il numero di cicli ci si aspetta che aumenti in maniera sensibile e se già con il carico massimo si è raggiunto un numero di cicli pari a mezzo milione è stato necessario operare un incremento di frequenza per ridurre il tempo necessario ad effettuare la prova. Per poter fare ciò è stata effettuata una verifica dei valori di forza da applicare aumentando la frequenza per tener conto degli effetti di inerzia dovuti alla velocità del carico applicato. Il test effettuato sul telaio 18_03 è stato fatto andando a ricercare la forza necessaria a ottenere una rottura con $f = 2 \text{ Hz}$ a due milioni di cicli che corrisponde a una forza di $F = 2877 \text{ N}$, tale forza è stata poi convertita in maniera tale da poter aumentare la frequenza a $f = 6 \text{ Hz}$, in tal modo si è ottenuto un valore di forza da applicare di $F = 2770 \text{ N}$ che ha però portato ad una rottura decisamente prematura del telaio, nel successivo test quindi, a partire dal valore di forza ottenuto per $f = 2 \text{ Hz}$ per arrivare a $N = 1.5 \cdot 10^6$, si è deciso di ridurre la frequenza ed aumentare leggermente il carico così da ricreare le stesse condizioni di carico ($F = 2781 \text{ N}$, $f = 4 \text{ Hz}$). I risultati ottenuti e le rotture sono mostrati rispettivamente nella tabella 9.3 e figura 9.1.3.

telaio	[Hz]	F[N]	N
18_03	6	2770	347500
18_04	4	2781	509500

Tabella 9.3. Risultati ottenuti per la seconda coppia di telai.



Figura 9.1.3. Rotture ottenute per la seconda coppia di telai, a sinistra il telaio 18_03 e a destra il 18_04.

Si può osservare come variando il range di carico si siano ottenuti inneschi di rottura in punti abbastanza diversi, mentre tenendolo pressoché costante i punti di innesco risultino essere situati nelle stesse zone.

Sono stati effettuati due ulteriori test sugli ultimi due telai messi a disposizione dall'azienda. Per la scelta dei valori di forza da applicare si è scelto di cercare il valore di forza necessario al raggiungimento di un numero di cicli pari a $N = 2 \cdot 10^6$, nonostante il valore da applicare per una frequenza $f=6\text{Hz}$ risultasse inferiore è stato comunque scelto di applicare una forza pari a $F = 2700\text{ N}$. I dati ottenuti dalle ultime due prove e le relative rotture sono mostrate rispettivamente nella tabella 9.4 e nella figura 9.1.4.

telaio	[Hz]	F[N]	N
18_05	6	2700	949457
18_06	6	2700	842997

Tabella 9.4. Valori ottenuti dagli ultimi due test.

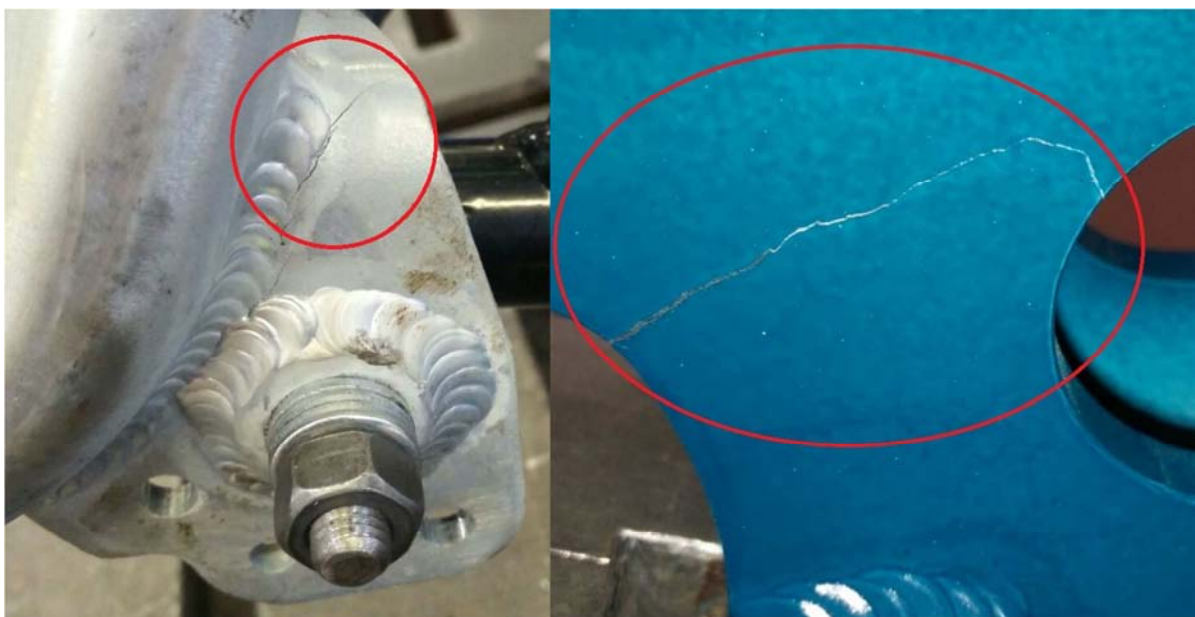


Figura 9.1.4. Rotture ottenute per l'ultima coppia di telai, a sinistra il telaio 18_05 e a destra il telaio 18_06.

È possibile notare come per il telaio 18_06 si sia ottenuta una rottura analoga a quelle mostrate nei telai 18_03 e 18_04 la rottura di sinistra invece sia avvenuta in una zona completamente differente. Visto il poco

tempo a disposizione non è stato possibile indagare ulteriormente su queste rotture, ciò che si è potuto constatare è che se le rotture ottenute con l'applicazione di un carico orizzontale sono avvenute tutte nella stessa saldatura, ma su lati diversi, la zona posteriore del telaio soggetta al carico verticale presenta una condizione più caotica portando a rotture di diverso tipo. Ciò nonostante è stato possibile effettuare un confronto tra i test storici a disposizione e i test recentemente effettuati. In figura 9.1.5 è mostrato un diagramma di confronto tra i dati storici forniti e i dati sperimentali ottenuti dalle prove effettuate nel 2018.

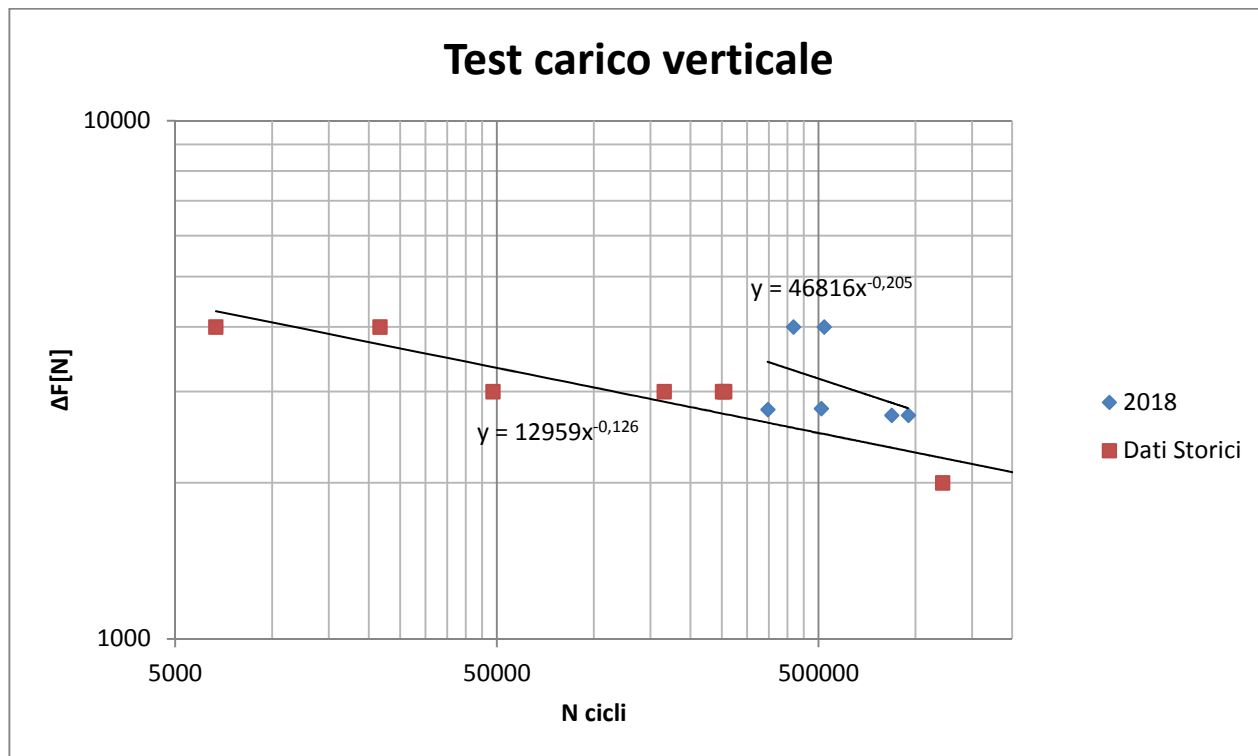


Figura 9.1.5. Confronto dati sperimentali ottenuti nei test a carico verticale.

Nonostante lo scarso numero di telai a disposizione rispetto a quelli utilizzati nei test storici si osserva un notevole innalzamento della tendenza dei risultati 2018 rispetto ai dati storici, questo comporta un notevole aumento di rigidità già riscontrabile dal confronto del numero di cicli ottenuti per il valore massimo del range di forza per i telai originali rispetto a quelli modificati.

Capitolo 4: Elaborazione modello FEM

4.1. Zona di interesse

Lo scopo della tesi svolta è l'analisi di una particolare giunzione saldata del telaio di uno scooter elettrico sottoposta ad un carico specifico orizzontale. Le prove fisiche sul telaio di cui si fa riferimento sono state effettuate in precedenza ottenendo le curve di Wohler specifiche. Lo obiettivo è quello di riuscire a ricreare le condizioni fatte tramite test fisici su un modello agli elementi finiti che sia in grado di prevedere quali siano i punti maggiormente sollecitati durante la prova. Per fare ciò si vuole utilizzare il PSM (Peak Stress Method), ossia il metodo presentato in precedenza che è stato testato su geometrie semplici e piane nel capitolo due e ora ne si vuole applicare su una geometria tridimensionale e più complessa.

L'area dello scooter che verrà analizzata tramite un'analisi agli elementi finiti è la giunzione presente tra il canotto di sterzo e il tubolare del telaio quando viene impressa una forza orizzontale, al telaio dello scooter, in corrispondenza del perno della ruota anteriore (Fig 4.1.1)

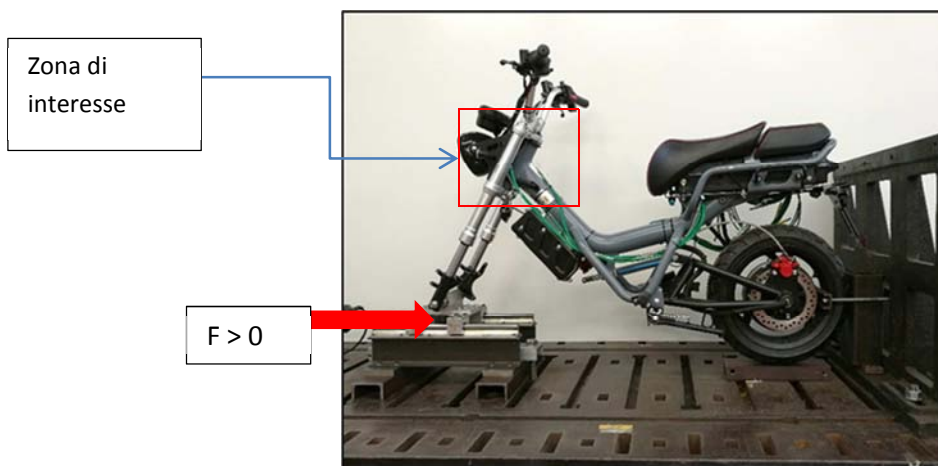


Fig 4.1.1 Situazione da riprodurre e area di interesse del modello

Questo tipo di carico applicato serve a simulare la sollecitazione subita dal telaio in fase di frenata in cui sia il freno anteriore a essere maggiormente sollecitato ($F > 0$) o in cui sia il freno posteriore ad essere maggiormente sollecitato ($F > 0$). I valori di forza, massimi e minimi, utilizzati per effettuare le prove sono quelli che sono stati registrati da un sistema di acquisizione applicato allo scooter e che ha registrato i dati delle sollecitazioni durante una percorrenza su vari tipi di fondo stradale mentre un pilota ha effettuato dei giri con lo scooter. I dati sono stati elaborati e tradotti in modo tale da poter essere ricreati in laboratorio tramite appositi macchinari in grado di trasmettere le medesime sollecitazioni. I test fatti finora sono stati utili per le verifiche di resistenza a fatica del telaio, e hanno portato a modifiche sui telai che ne aumentassero la rigidità e la durata, alla luce dei risultati sono stati modificati i telai e testati nuovamente. Su tale telaio sono stati fatti due tipi di test, la prima tipologia di prova a fatica è stata effettuata imponendo un carico orizzontale variabile da un valore massimo di forza positivo e un valore minimo di forza negativo con lo stesso modulo ($R = -1$), tali prove hanno superato il limite di cicli atteso; la seconda tipologia di prove è stata effettuata imponendo un carico verticale variabile da zero ad un valore massimo della forza applicata ($R = 0$) sulla sella in modo tale da simulare la sollecitazione dovuta al peso del solo guidatore, in un primo momento, e poi del guidatore e del passeggero, in seguito alle sollecitazioni dinamiche che si riscontrano durante una normale percorrenza su strada nelle occasioni in cui si incontrano dossi, buche o fondi stradali sconnessi, tali prove non hanno superato i requisiti minimi richiesti. Alla luce di questi risultati si è reso necessario modificare parzialmente i telai e verificare se le modifiche fatte consentissero di superare tali limiti. Una volta consegnati i nuovi telai sono stati effettuati ulteriori test riguardanti il carico verticale che hanno portato ad un aumento della resistenza del telaio alle sollecitazioni, tuttavia sono state osservate rotture localizzate in varie parti della zona posteriore dello scooter, si è quindi pensato di occuparsi principalmente della zona anteriore per l'applicazione del metodo, futuri lavori potranno essere fatti per analizzare la rottura dovuta al carico verticale.

Per poter effettuare un'analisi agli elementi finiti si è reso necessario creare il modello digitale della zona di interesse così da poterlo analizzare tramite il software. Il modello è stato creato tramite il software SOLIDWORKS, in un secondo momento questo modello è stato importato in ANSYS dove si andrà ad effettuare l'analisi.

Il modello ottenuto è quello mostrato in figura 4.1.2



Figura 4.1.2 Modello ottenuto tramite Solidworks

La giunzione saldata da ricreare non è di forma molto semplice, infatti se il canotto dello sterzo è rappresentato da un semplice cilindro verticale il tubolare dello sterzo presenta una forma ovalizzata in corrispondenza della giunzione con il canotto, per poi variare la sua forma fino all'ottenimento di una sezione circolare. Inoltre la saldatura percorre con altezza circa costante il perimetro esterno del tubolare del telaio formando un cordone di saldatura con un percorso ovalizzato. Analizzando la geometria del modello ci si è resi conto che tale modello, che ricopia la condizione reale, non risulta essere simmetrico non solo per il foro che si vede nella figura, che risulta essere assente dal lato nascosto, ma anche perché la curvatura con cui la superficie esterna del tubolare passa da una sezione ovalizzata a una sezione circolare non risulta essere la stessa tra le due metà del particolare. Si è comunque riusciti ad ottenere un modello in ottimo accordo con la situazione reale e dove la saldatura è stata ottenuta nel seguente modo Figura 4.1.3

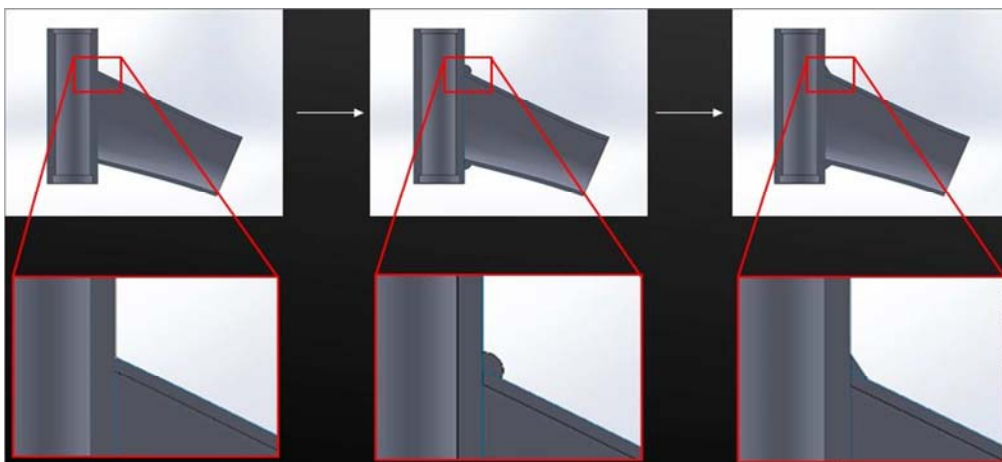


Figura 4.1.3. Ottenimento della saldatura sul modello

Nella fase di importazione è stato necessario introdurre alcuni dati affinché fosse possibile creare una mesh e ricreare il comportamento del materiale sottoposto al carico. Per prima cosa in ANSYS è necessario definire il tipo di elemento che si ha intenzione di utilizzare, il metodo del PSM è stato implementato per

elementi tetraedrici a 10 nodi chiamati “*SOLID 187*” (nella libreria degli elementi del software), ogni elemento ha la possibilità di personalizzazione di alcune opzioni riguardanti il comportamento dell’elemento finito, in questa analisi è stata impostata la “*element option k6*” scegliendo l’opzione “*Pure displacement*”.

Per quanto riguarda il materiale si tratta di una lega di alluminio, sono stati quindi introdotti i parametri caratteristici del materiale :

- Modulo di elasticità (o di Young) $E = 70000 \text{ MPa}$
- Coefficiente di Poisson $\nu = 0.33$

Inoltre il modello fornito è stato costruito con unità di misura espresse in metri. Per le dimensioni utilizzate sono state fatte delle sezioni di alcuni telai per ricavare le grandezze di interesse (Figura 4.1.4, Tabella 4.1)

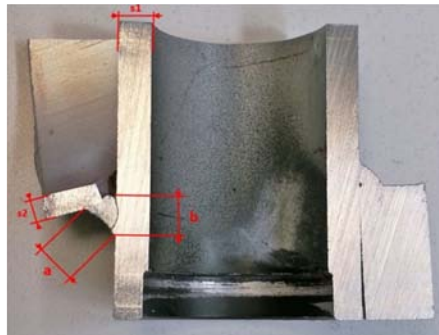


Figura 4.1.4. Sezione del telaio e dimensioni misurate

Dimensioni cordone e tubolari			
a [mm]	b [mm]	s1 [mm]	s2 [mm]
8,70	7,15	7	5

Tabella 4.1. Dimensioni utilizzate per il modello espresse in mm.

E’ quindi stato creato il modello, successivamente è stato poi importato in ANSYS ed è stata fatta una mesh utilizzando il generatore automatico di mesh messo a disposizione dal software con dimensione media dell’elemento (“*global element size*”) $d=10 \text{ mm}$ come mostrato in Figura 4.1.5.

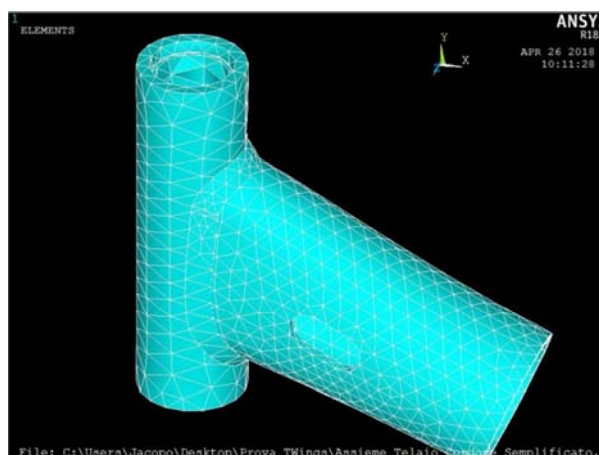


Figura 4.1.5. Modello con mesh

A questo punto il lavoro si è fermato. Questo è il punto da cui è partito il presente lavoro. I passi che è stato necessario eseguire sono stati

- Creazione della continuità tra i vari elementi

- Imposizione dei vincoli e dei carichi
- Risoluzione del modello

Come si vede dalla figura 4.1.5 la mesh risulta essere discontinua, infatti i tre volumi sono composti da elementi completamente indipendenti gli uni dagli altri quando invece la saldatura dovrebbe fare da tramite tra i due elementi tubolari. Nei prossimi sotto capitoli verranno spiegate le procedure utilizzate per collegare e avere continuità tra gli elementi così da rappresentare la stessa situazione presente nel caso reale.

4.2. Il modello fornito

In questo capitolo verrà affrontato i problemi riscontrati nell'importazione del modello ottenuto attraverso un programma diverso rispetto a quello in cui si sta lavorando. Osservando il modello si può notare che tale giunzione presenta una saldatura non regolare che corre lungo il perimetro esterno del tubolare del telaio che ha una sezione ovalizzata e si sviluppa lungo la superficie esterna del canotto di sterzo che risulta essere cilindrico. Il volume risulta non essere piano e di forma irregolare, inoltre a causa della non simmetria del tubolare del telaio le due metà del volume di saldatura non risultano essere uguali. Si è comunque riusciti ad ottenere il modello che è stato creato tramite il software SOLIDWORKS ed in seguito importato in ANSYS. Una volta importato il modello riconosce tre volumi distinti come si vede in Figura 4.2.1.

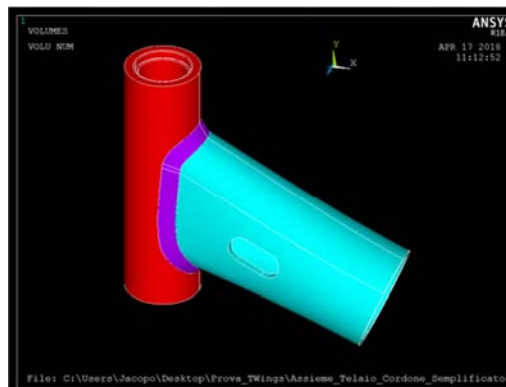


Figura 4.2.1 Modello di partenza della zona di interesse del telaio.

Tali volumi distinti sono evidenziati dalle diverse colorazioni che si ottengono visualizzando i volumi presenti nel modello (se sono state attivate le opzioni di numerazione dei volumi tramite colorazione) infatti come si vede dalla foto superiore abbiamo :

1. Canotto di sterzo (in Rosso)
2. Volume della saldatura (in Viola)
3. Tubolare del telaio (in Azzurro)

Il fatto che i tre elementi vengano rappresentati con colori diversi non è , di per sé, un problema, ciò che importa è che una volta fatta la mesh si riesca ad avere continuità degli elementi e la corrispondenza dei nodi che si trovano nelle linee comuni tra i volumi che si toccano, così da suddividersi la sollecitazioni e spostamenti. Il primo tentativo che è possibile fare per provare a ottenere continuità della mesh è quello di provare a sommare o comunque unire i differenti volumi, questa possibilità non si è resa però disponibile nel caso in esame data la complessità della geometria quindi per ottenere la *Mesh* del modello si deve seguire il seguente percorso in Fig 4.2.2 :

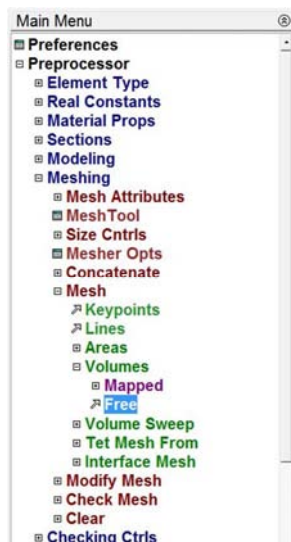


Fig 4.2.2 Percorso per ottenere la mesh del modello

Preprocessor → *Meshing* → *Mesh* → *Volumes* → *Free*

Questo meccanismo consente l'ottenimento di una mesh grazie all'algoritmo di generazione della mesh disponibile in ANSYS, per poterlo utilizzare è necessario aver definito il tipo o i tipi di elementi che si vogliono utilizzare nella mesh e le relative opzioni di utilizzo oltre alla definizione della dimensione media dell'elemento necessario a discretizzare il modello che si intenda utilizzare. Come già detto in precedenza, in questo caso è stato utilizzato l'elemento *SOLID187*, il modello è stato fornito con misure espresse in metri e la prima mesh di tentativo è stata creata con dimensione media degli elementi pari a $d = 10 \text{ mm}$. Questa mesh risulta essere troppo grossolana per un eventuale analisi ma è stata qui utilizzata esclusivamente come metodo di controllo della presenza o assenza di continuità e la corrispondenza dei nodi sulle linee in comune tra coppie di volumi. Si è già visto come la figura 4.1.5 mostri una completa discontinuità tra gli elementi. Poiché il modello è stato creato in un precedente lavoro risulta utile fare una prima verifica di come la geometria venga percepita dal software in uso per capire un po' meglio quali siano i problemi che affliggono tale modello.

Plottando le aree la situazione di partenza in cui ci si è imbattuti era quella mostrata in Fig 4.2.3

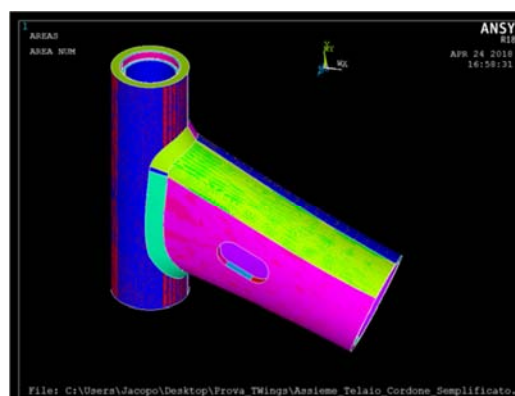


Fig 4.2.3 Modello mostrato tramite le aree.

La visualizzazione di colori poco nitidi e sgranati come si vede è dovuta alla sovrapposizione di aree. Questa condizione risulta essere problematica sia nell'ottenimento della continuità poiché essendovi più aree presenti il collegamento tra queste può non essere univoco, vi possono poi essere aree riferite a volumi o anche aree non connesse a nessun volume e create esclusivamente nella fase di importazione della geometria. Il primo passo da effettuare, quindi, è rimuovere tutte le componenti non essenziali per il modello

da analizzare, quali aree, linee e keypoints che risultano superflue e non necessarie. La procedura da fare è quella di andare in

Preprocessor → *Modeling* → *Delete* → *Area and Below*

In questo modo si giunge alla schermata di Fig 4.2.4.

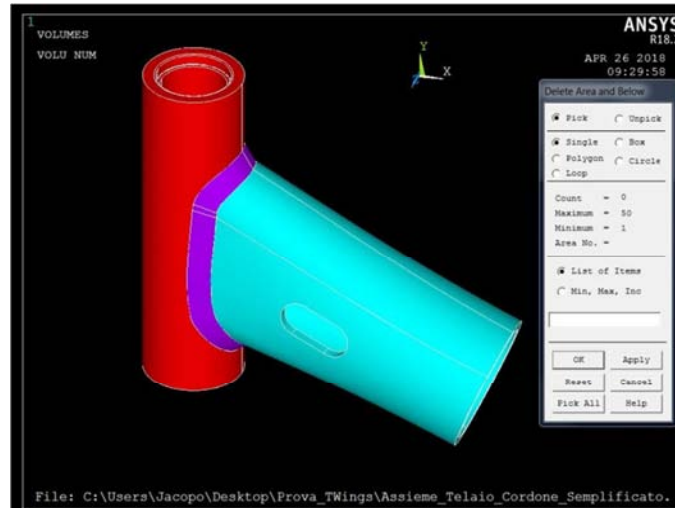


Fig 4.2.4 Finestra di eliminazione aree

A questo punto si preme su “*Pick All*” nella finestra situata alla destra nella figura 4.2.4, così facendo il programma passa in rassegna tutte le aree presenti nell’area di lavoro impedendo l’eliminazione delle aree appartenenti alle superfici esterne di un volume ed eliminando le aree non attaccate. Bisogna prestare molta attenzione, questo percorso può essere fatto esclusivamente qualora il modello sia costituito da volumi, infatti, in questa particolare condizione, è possibile effettuare tale procedimento poiché il software ANSYS elimina tutte le aree e gli elementi “*Below*”, cioè “sottostanti”, quali linee e keypoints attaccati a tali aree purché tali aree non siano attaccate a volumi. Qualora il modello sia costituito esclusivamente da aree, seguendo questo procedimento si va ad eliminare tutto ciò che è stato modellato fino a quel momento. La funzione di eliminazione delle aree consente anche di eliminare le aree singolarmente selezionando l’area che si vuole eliminare con il mouse. In un secondo momento è possibile effettuare lo stesso procedimento per l’eliminazione delle linee e degli elementi sottostanti esattamente seguendo il medesimo percorso selezionando all’ultimo passo non più le aree ma che si ha intenzione di eliminare le linee, anche in questo caso è consigliabile prendere tutte le linee (*pick all*) ed eliminarle, naturalmente è possibile sfruttare questa modalità visto che le linee utili per l’esistenza di volumi ed aree non vengono modificate, bensì in tal modo si eliminano esclusivamente le linee inessenziali. Per sicurezza è consigliabile effettuare anche la pulizia dei *keypoints* poiché nell’importazione, o anche nella costruzione del modello tramite il medesimo software, è possibile che siano stati creati dei punti di appoggio non essenziali per il modello finale, il percorso da seguire è il medesimo con la differenza che invece di eliminare le aree selezioneremo “*keypoints*”

Preprocessor → *Modeling* → *Delete* → *Keypoints*

In questo caso il “*Below*” non è presente in quanto il punto viene considerato come l’entità di livello “minimo”. Seguendo tale percorso si apre una finestra del tutto analoga a quella presente in Fig 4.3 relativa questa volta ai *keypoints* e non più alle aree o alle linee e di nuovo si va a selezionare “*Pick All*” per eliminare tutti i punti che non risultano attaccati a linee o ad aree. Una volta eseguiti i passaggi e andando nella barra degli strumenti alla voce “*Plot* → *areas*” la situazione che si ottiene è quella mostrata nella seguente Figura 4.2.5

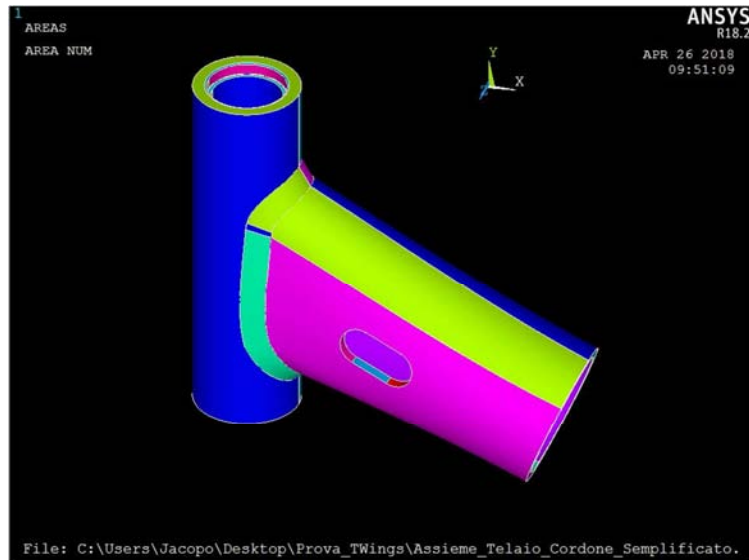


Fig 4.2.5 Aree e keypoints non essenziali ripuliti

Ora che il modello è stato ripulito dalle parti superflue è possibile effettuare delle modifiche. Le operazioni effettuate potrebbero non essere sufficienti all'eliminazione di tutti i problemi di discontinuità della saldatura, tuttavia è consigliabile effettuare queste operazioni ogniqualvolta venga importata una geometria ottenuta tramite un programma di modellazione nel software ANSYS.

4.3. Modellazione cuneo per separazione fisica dei tubolari

Nel modello del paragrafo 4.2 le superfici di contatto tra i due tubolari risultano semplicemente appoggiate senza che siano fisicamente attaccati, è il cordone di saldatura che li mantiene collegati. Nel caso in cui si volesse utilizzare la tecnica della sottomodellazione questa condizione non è così pratica, infatti avendo due superfici appoggiate tra di loro con nodi in estrema vicinanza e appartenenti a una stessa ipotetica linea risulterebbe complicato far capire al software quali nodi appartengano al canotto di sterzo e quali al tubolare (figura 4.3.1).

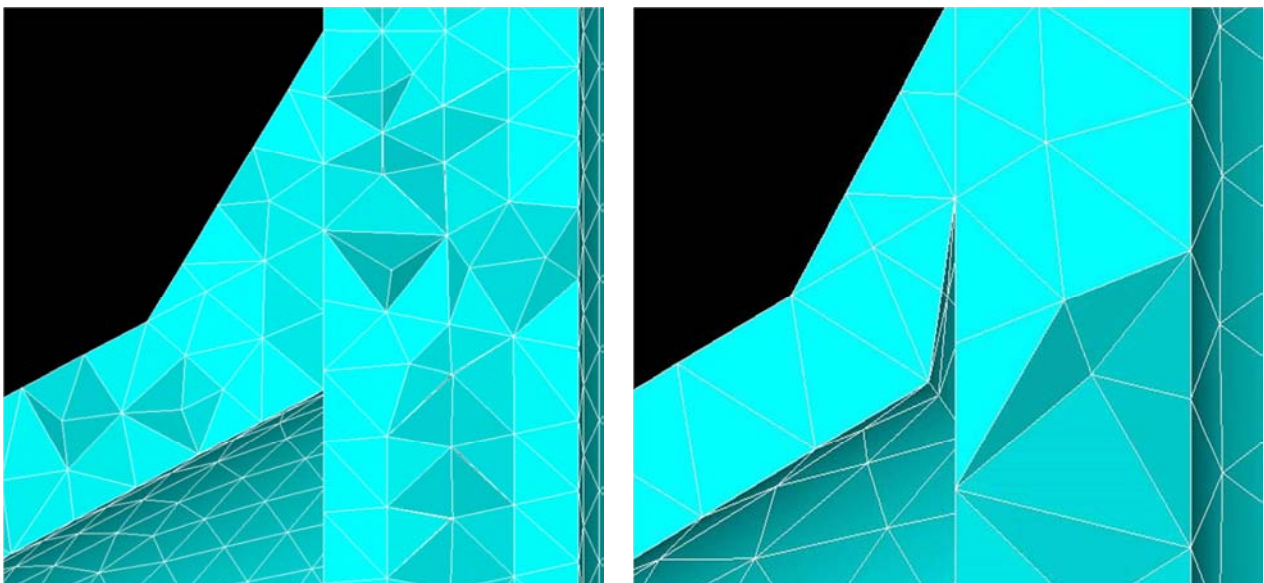


Figura 4.3.1. Particolare della zona di saldatura discretizzata tramite gli elementi finiti, a sinistra si ha la zona della radice chiusa ($2\alpha = 0^\circ$), a destra la zona della radice risulta aperta ($2\alpha > 0^\circ$).

Per ovviare a tale problematica è possibile scavare un “cuneo” che separi fisicamente i due tubolari, come si vede nella figura 4.3.1 dal lato destro, in questo modo si riesce a creare una fessura vera e propria e a separare i nodi appartenenti alle due superfici. Tale cuneo che si va a creare deve seguire tutto il profilo della saldatura, mantenere l'attaccamento tra il perimetro esterno del tubolare del telaio e il canotto dello sterzo, mentre dovrà creare una separazione, non troppo accentuata del perimetro interno del tubolare del telaio dal canotto di sterzo, questo poiché nella zona della radice solitamente si ha un angolo di apertura dell'intaglio nullo, andare a creare un'apertura troppo accentuata va a modificare il grado di singolarità della tensione che si ha nella zona, modificando le condizioni nel modello rispetto alle condizioni reali. In questo capitolo verrà spiegata la procedura da utilizzare per la creazione del cuneo, mentre la creazione della successiva saldatura verrà spiegata nel paragrafo successivo. Qualora non si necessiti dell'utilizzo della tecnica di sottomodellazione è possibile passare direttamente alla creazione della saldatura, in questo lavoro sono stati creati entrambe le tipologie di modello, la prima (senza cuneo) per il confronto tra le misurazioni reali delle deformazioni con quelle ottenute in ANSYS, la seconda (con cuneo) utilizzata come “mainmodel” per la successiva tecnica di sottomodellazione.

Qualora si voglia procedere con questo tipo di modellazione è consigliabile effettuarla prima di effettuare la creazione della saldatura in quanto poi risulterebbe impossibile spostare i volumi senza rimuovere la saldatura che poi andrebbe ricreata nuovamente. Quindi per prima cosa è consigliabile copiare il volume di saldatura e spostarlo in maniera di non averlo di mezzo durante questa procedura, esso verrà poi ripreso nel prossimo paragrafo dove si spiegherà come ottenere la continuità data dalla saldatura. Una volta copiato tale volume si elimina la saldatura esistente tra i due tubi così da limitarsi ad avere i due tubolari appoggiati come in figura 4.3.2

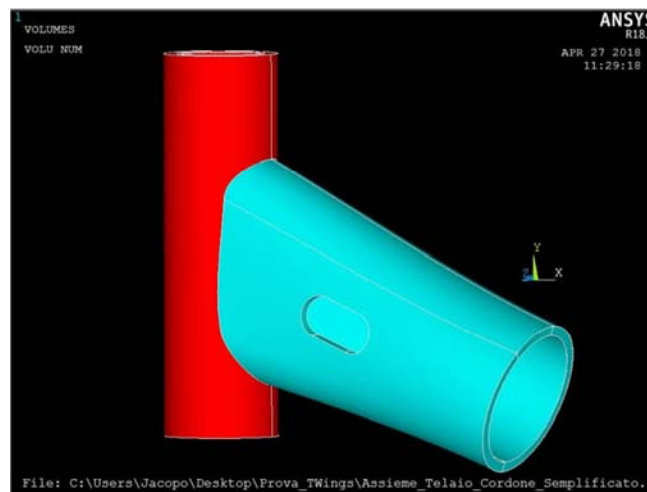


Figura 4.3.2 Tubolari appoggiati

E' necessario conoscere le dimensioni degli elementi con cui si sta modellando per poter operare nell'ambiente di modellazione, per effettuare la procedura si effettueranno spostamenti e verranno generate geometrie che devono risultare coerenti con le dimensioni di ingombro del componente. Qualora non si sia a conoscenza del diametro è possibile misurarlo in ANSYS tramite il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Check Geom* → *KP distances*

E si selezionano i keypoints di interesse. Per esempio se non si è a conoscenza del raggio esterno del cilindro rosso, non avendo ancora creato un keypoints al centro, si selezionano due keypoints appartenenti al diametro esterno. In questo caso si ottiene una distanza di

$D = 5.4 \cdot 10^{-2}$ (m) dove l'unità di misura viene omessa dal software, a partire da tale grandezza si è in grado di ricavare la dimensione di interesse ($R = 2.7 \cdot 10^{-2}$ (m)).

La superficie del tubolare (in azzurro in figura 4.3.2) è una superficie un po' particolare ottenuta per intersezione del cilindro costituente il canotto di sterzo e la geometria del tubolare del telaio creata

appositamente più lunga del necessario per poter poi essere tagliata in corrispondenza del contatto con il cilindro verticale. Vista la particolare geometria risulta complicato creare una sezione triangolare da estrarre lungo la parte del tubolare del telaio in contatto con il canotto dello sterzo (figura 4.3.3).

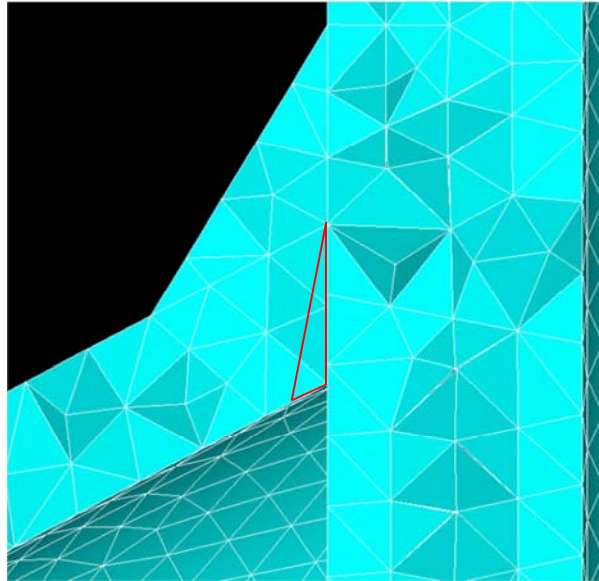


Figura 4.3.3. Rappresentazione del cuneo che si vuole creare per separare le superfici in contatto dei due tubolari nella zona della radice della saldatura.

Tale tentativo è stato effettuato ma i risultati non hanno portato a nessuna geometria sensata a causa della complessità della forma della zona. Inoltre per creare il cuneo è necessario individuare una precisa quantità di materiale da estrarre che garantisca un'apertura dell'intaglio nella zona della radice non troppo accentuata e che percorra tutto il raggio interno del tubolare del telaio.

Per ottenere un arretramento uniforme del raggio interno del tubolare del telaio si è pensato di utilizzare lo stesso procedimento utilizzato per l'ottenimento del modello, quindi è necessario creare un cilindro, il software per la creazione di un cilindro tramite le dimensioni richiede come dati di input il raggio esterno e l'altezza che viene espressa lungo la coordinata Z, quindi il primo passo è quello di posizionare il Working Plane (WP) in una posizione e orientazione adeguata. E' stato quindi posizionato sull'asse del canotto di sterzo, poi l'altezza a cui lo si posiziona è arbitraria purché poi vengano utilizzate le corrette quote lungo Z nella creazione del volume, tuttavia è possibile creare il secondo cilindro in una qualsiasi posizione dello spazio di lavoro e poi spostarlo nella corretta ubicazione. Per ottenere un punto sull'asse del cilindro del canotto basti osservare che il suo volume è costituito da numerose circonferenze concentriche (figura 4.3.4)

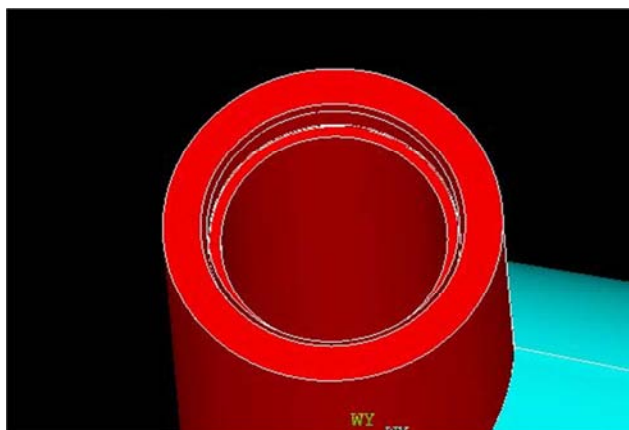


Figura 4.3.4 Particolare del canotto di sterzo

A questo punto è possibile creare una *lines* che colleghi una qualsiasi coppia di punti appartenenti allo stesso diametro di una circonferenza. Una volta creata la linea (figura 4.3.5)

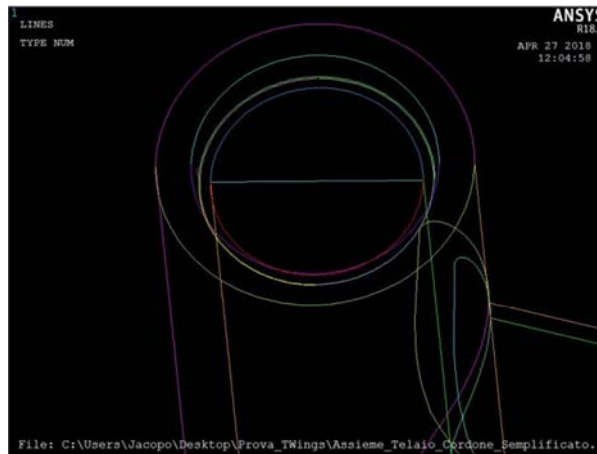


Figura 4.3.5 Linea di diametro

si utilizza il comando per dividere la linea in due linee congruenti

Preprocessor → *Modeling* → *Operate* → *Booleans* → *Divide* → *Line into N Ln's*

Questo comando consente di suddividere una *lines* in N linee tutte uguali, si seleziona il numero di divisioni (2) e si indica che le linee così create sostituiscano l'unica linea intera che verrà quindi modificata(figura 4.3.6)

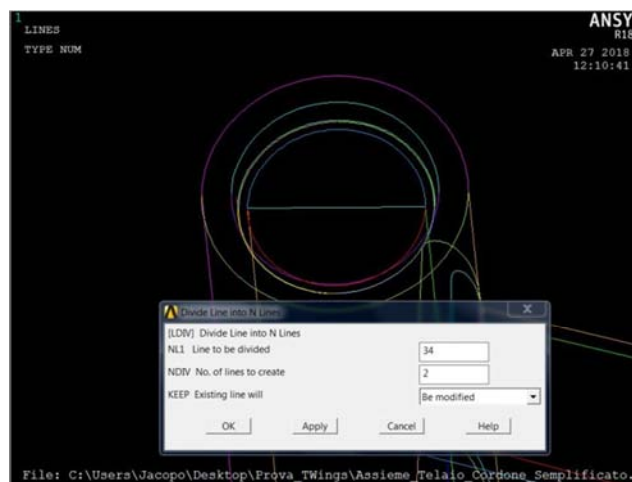


Figura 4.3.6 Suddivisione in due lines del diametro

Il punto così creato rappresenta il centro della circonferenza necessario alla creazione del cilindro di supporto, prima di effettuare la creazione però è necessario spostare e orientare il WP, la sua origine si posiziona al centro delle circonferenze che è appena stato creato, per farlo si va sulla barra degli strumenti si segue il percorso

Workplane → *Offset WP to* → *Keypoint +*

A questo punto si seleziona il centro delle circonferenze, così facendo viene visualizzato il sistema di riferimento nel nuovo punto di origine assegnato (figura 4.3.7)

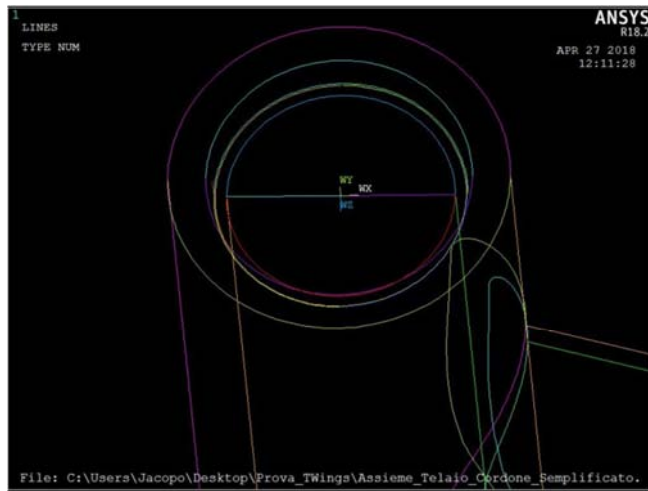


Figura 4.3.7 WP riposizionato

Come detto il software crea il volume con altezza in direzione Z, è quindi necessario ruotare il WP attorno all'asse X di -90° utilizzando il comando

Workplane → *Offset WP by Increments*

Quindi si apre una finestra di dialogo che permette di spostare il WP lungo le tre direzioni linearmente impostando gli "Snaps" indicando il numero corrispondente oppure le rotazioni orarie o antiorarie rispetto agli assi (figura 4.3.8)

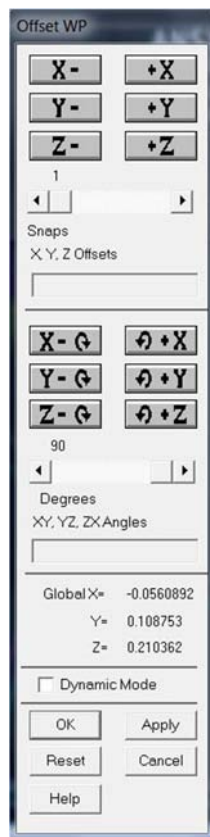


Figura 4.3.8 Finestre di posizionamento e orientazione del WP

E' necessario orientare l'asse Z del WP con l'asse del canotto di sterzo e si ottiene facendolo ruotare di -90° attorno a X.

A questo punto non rimane che conoscere l'altezza del cilindro che si deve creare, per farlo si utilizza ancora il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Check Geom* → *KP distances*

Si va a misurare la distanza tra due punti della generatrice appartenenti uno alla base superiore del canotto di sterzo e uno appartenente alla base inferiore del canotto di sterzo, $h = 0,181\text{m}$.

A questo punto è possibile creare il cilindro che come detto verrà creato rispetto al Working Plane. Per creare il cilindro si utilizza il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Create* → *Volumes* → *Cylinder* → *By Dimension*

che farà aprire la finestra di figura 4.3.9

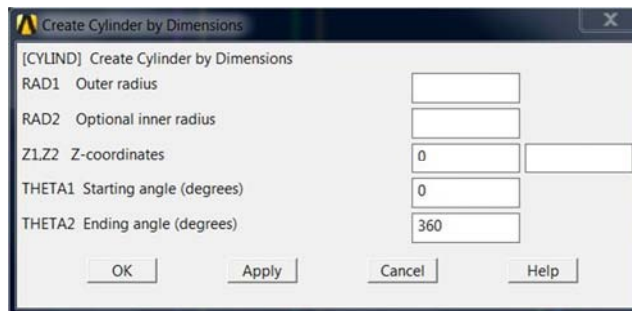


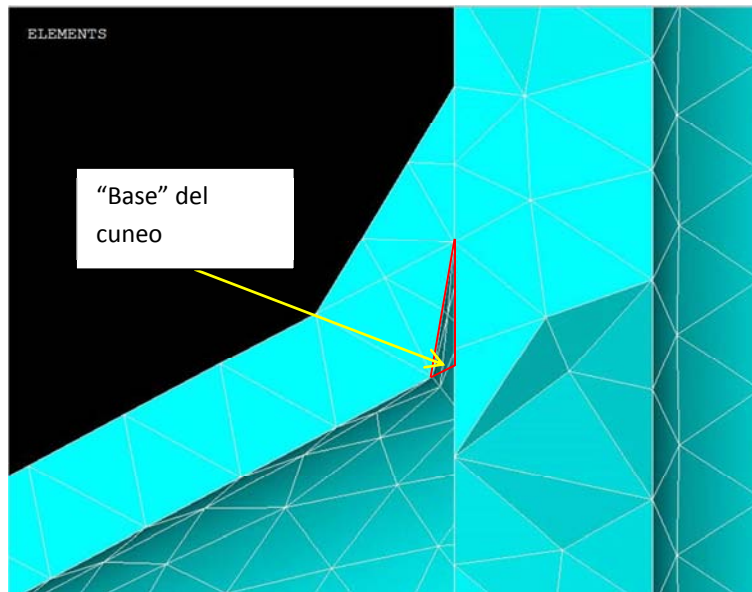
Figura 4.3.9. Finestra per la creazione di un cilindro fornendo le dimensioni.

I parametri che da inserire in input per la creazione sono:

- RAD1, il raggio esterno del cilindro.
- Z1, Z2 che corrisponde all'altezza del cilindro

Per quanto riguarda l'angolo qui viene creato il cilindro intero quindi non vengono modificati gli angoli THETA di inizio e di fine.

Come detto in precedenza, il raggio del canotto di sterzo è stato misurato dal modello e risulta essere pari a $R = 2,7 \cdot 10^{-2}\text{ m}$, quello che si cerca di fare è creare un cuneo che separi fisicamente il tubolare del telaio dal canotto di sterzo, per farlo, visto che il tubolare del telaio ha una forma ovalizzata irregolare è necessario creare dei punti, o ancora meglio, delle linee di riferimento che seguano il profilo del diametro interno del telaio in modo da farlo arretrare, il metodo utilizzato è stato quello di creare un nuovo cilindro di dimensioni leggermente superiori a quelle del canotto di sterzo e di intersecarlo con una copia del tubolare del telaio così da creare la linea di riferimento. Di notevole importanza risulta essere la scelta del diametro del cilindro che si va a creare, poiché la distanza tra i due raggi fornisce la "base" del cuneo mostrato in figura 4.3.10.



4.3.10 Rappresentazione del cuneo con indicata la "base"

Il valore della base deve essere scelto considerando due fattori, il primo dovuto alle tolleranze delle operazioni "booleane" di ANSYS, infatti in caso di dimensioni troppo piccole tali operazioni non vengono effettuate dal software, il secondo è dovuto al fatto che se tale cuneo è troppo ampio l'angolo alla radice della saldatura non è più tendente agli 0° e questo causa una riduzione degli autovalori λ_i nel calcolo delle tensioni agenti con una conseguente riduzione del grado di singolarità e ciò non sarebbe attinente con la condizione reale. Si è scelta una lunghezza di base del cuneo di 1mm che risulta compatibile con la condizione reale. Quindi nella creazione del cilindro sono state introdotte le seguenti dimensioni

- $RAD1 = 2,8 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
- $Z1 = 0 \text{ m}$
- $Z2 = -2 \cdot 10^{-1} \text{ m}$

Questo per la particolare orientazione del Working Plane, qualora venga orientato, con l'asse Z nel verso opposto sarà sufficiente cambiare il segno di Z2. Inoltre è stato creato un cilindro volutamente con altezza maggiore esclusivamente per rendere più facile la selezione dei due cilindri così da poterli spostare senza avere dubbi su quale dei due venga selezionato (figura 4.3.11)

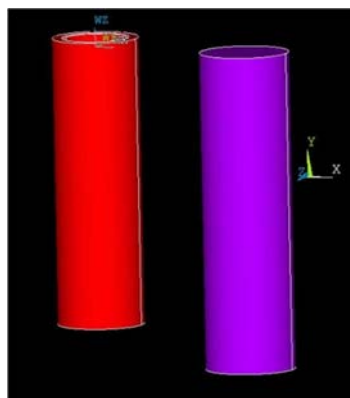


Figura 4.3.11 Canotto di sterzo (in rosso) e cilindro appena creato (in viola)

Ora che è stato creato il cilindro, è necessario creare una copia del tubolare del telaio così da poter ottenere la linea di riferimento per l'arretramento della linea del diametro interno del tubolare del telaio. Per ottenere una copia di un volume si segue il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Copy* → *Volumes*

si sceglie il volume che si vuole copiare (il tubolare del telaio) e una volta confermato è richiesto dove creare la copia rispetto alla posizione dell'originale, bisogna definire gli spostamenti Dx,Dy,Dz rispetto al sistema di riferimento fisso, a meno che non sia stato impostato il Working Plane come sistema di riferimento da utilizzare. Per i valori di spostamento è consigliabile usare una misura fissa e i suoi multipli, così facendo risulta più facile tornare alla posizione di contatto tra i vari volumi, è sconsigliabile utilizzare distanze troppo piccole poiché si otterrebbe una quasi completa sovrapposizione dei volumi o troppo grandi poiché comporterebbe un'elevata perdita di tempo nel cambio visuale da una selezione all'altra.

Nello spazio di lavoro in questo momento è presente il volume del canotto di sterzo originale, il canotto di sterzo "maggiorato", il tubolare dello sterzo originale ed una sua copia. Si prende quindi il cilindro del canotto di sterzo "maggiorato", una copia del tubolare del telaio, quindi è possibile appoggiarli con una leggera compenetrazione dovuta all'aumento del raggio ingrandito del canotto di sterzo e ottenere quello che si vede in figura 4.3.12

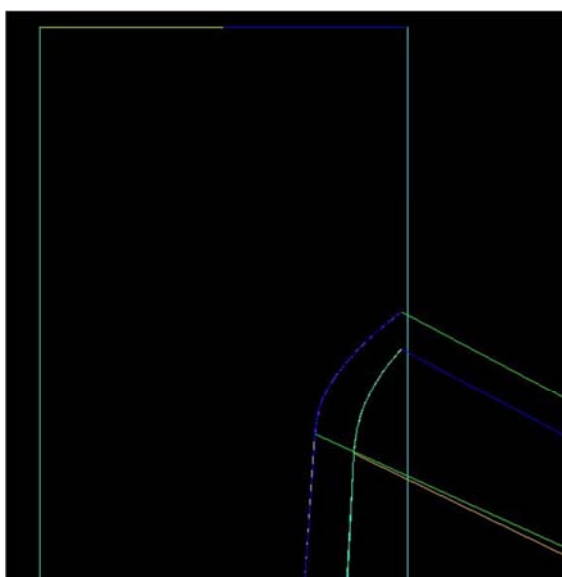
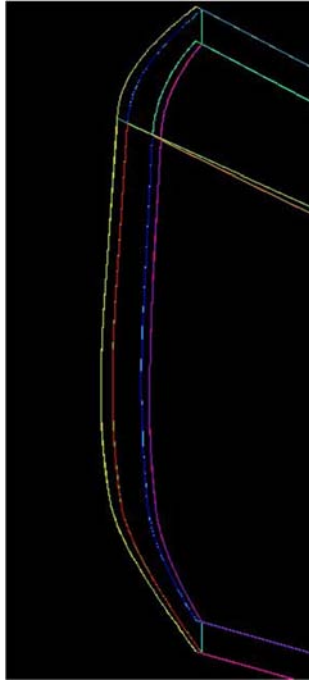


Figura 4.3.12 Linee raffiguranti la penetrazione della copia del tubolare del telaio nel cilindro creato con raggio maggiore del canotto di sterzo.

Non rimane che sottrarre i due volumi, quindi si sfrutta il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Operate* → *Booleans* → *Subtract* → *Volumes*

E si seleziona prima il tubolare del telaio, si conferma e nella seconda selezione si prende il cilindro. Effettuata tale operazione il colore del volume del tubolare del telaio cambia per indicare che non è più il volume di prima ma uno nuovo. Per effettuare una verifica è possibile sovrapporre il tubolare del telaio originale con quello appena ottenuto per sottrazione, che chiameremo "tubolare modificato", si dovrebbero vedere delle linee parallele a 1 mm di distanza in corrispondenza del perimetro esterno e interno del tubolare (figura 4.3.13).



4.3.13 Linee parallele dei tubolari sovrapposti.

Per creare il cuneo adesso è necessario considerare le corrette linee di cui servirsi, infatti il perimetro esterno, per poter creare la radice, deve appoggiarsi completamente al canotto di sterzo e quindi è relativo al tubolare originale, invece per quanto riguarda il perimetro interno si deve considerare il perimetro più arretrato tra i due volumi, quindi quello relativo al tubolare modificato. L'idea è quella di creare l'area tra questi due perimetri, a partire da tale area poi è possibile estrarre lungo la corretta direzione per ottenere un volume che poi verrà usato per rimuovere materiale dal tubolare originale; eventualmente è possibile anche creare direttamente lo spicchio di volume da rimuovere, ma tale strada è sconsigliabile in quanto darà vita a problemi di tolleranze riguardati le "Booleans Operations".

Per una maggiore chiarezza l'operazione che si intende fare è quella di rimuovere dal tubolare dello sterzo reale la superficie sezionata di figura 4.3.14

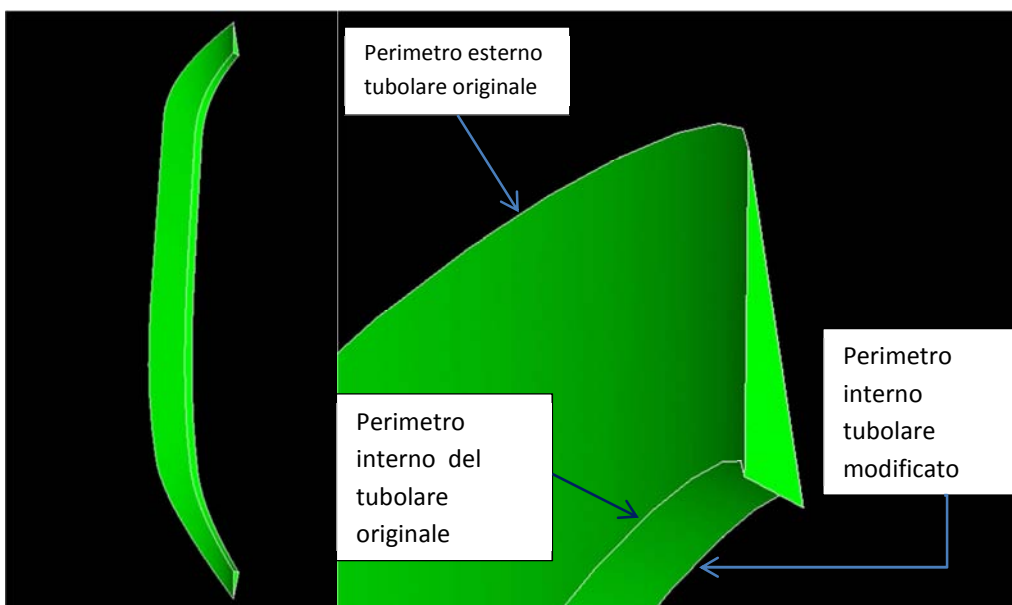


Figura 4.3.14 Volume del cuneo da rimuovere dal tubolare originale a) volume sezionato, b) particolare area sezione.

Idealmente si potrebbe creare il volume e rimuoverlo dal volume del tubolare originale, tuttavia il software non consente di effettuare tale operazione. Uno dei problemi riscontrati è quello della non perfetta simmetria del tubolare originale, per ovviare a tale problema è stata intrapresa la strada di rendere simmetrico il tubolare del telaio rimuovendo la metà con il foro.

Il procedimento effettuato per ottenere il modello simmetrico per il tubolare dello sterzo è quello di separare tale volume in due parti verticalmente, un lato è quello con il foro mentre l'altro lato non lo possiede. Ottenuta la separazione si sposta il modello in modo da separare le due metà (qualora il software non permetta lo spostamento è possibile che qualche area impedisca tale opzione, è consigliabile rimuovere tale area o eventualmente fare una copia traslata figura 4.3.15).



Figura 4.3.15 Metà del volume del tubolare, lato senza foro.

Di fondamentale importanza prima di eliminare la parte con il foro è copiare le linee di riferimento dell'apertura così da poterla riprodurre in maniera fedele nella parte simmetrica, infatti sovrapponendo le due metà con il foro, l'originale e quella simmetrica la differenza di simmetria fa sì che il foro originale non abbia lo spessore sufficiente per spaziare su tutto lo spessore del tubolare simmetrico. È sufficiente copiare il perimetro del foro per poi creare un'area che verrà estrusa per ottenere un volume di materiale che verrà poi sottratto al volume del tubolare simmetrico per ottenere il foro (figura 4.3.16).

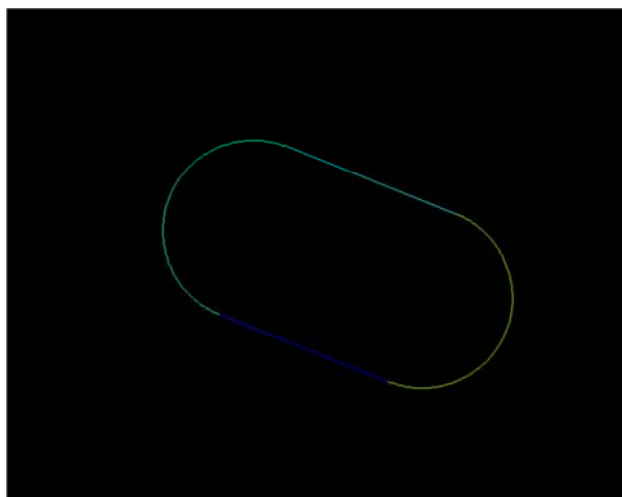


Figura 4.3.16. Linee necessarie per poter ricreare il foro nel modello simmetrico.

A questo punto, quindi, si ha una metà del tubolare del telaio, prima di creare la sua parte simmetrica è consigliabile asportare il cuneo da tale metà e poi creare direttamente il modello simmetrico a cui si andrà a scavare il foro.

Il volume che si vuole togliere dalla metà del tubolare è esattamente quello mostrato in figura 4.3.14, tale volume è composto da tre aree distinte (figura 4.3.17)

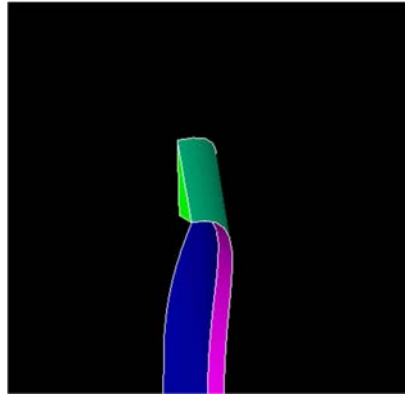


Figura 4.3.17. Aree che compongono il volume del cuneo da rimuovere.

L'area blu è quella che coincide con l'area di contatto del tubolare originale con il canotto di sterzo, l'area viola è l'area tra la fine della superficie interna del tubolare originale e del tubolare modificato e infine l'area azzurra è l'area di taglio che funge da faccia finale del tubolare modificato lungo il suo spessore, il triangolo verde è semplicemente un area di collegamento delle tre aree descritte utile solo per l'ottenimento di tale volume. Non è necessario ottenere il volume completo, è sufficiente avere a disposizione anche solo l'area azzurra, ma lo stesso procedimento è ottenibile anche a partire dal volume.

L'obiettivo diventa quindi quello di estrarre l'area o il volume del cuneo in modo da ottenere un maggior volume da riuscire a sottrarre al volume del tubolare originale così da ottenere il tubolare definitivo, l'estrazione è una delle operazioni permesse dal software e può essere fatta in diversi modi, qui si è deciso di effettuarla fornendo un offset lungo uno degli assi. Per poter effettuare tale operazione però è necessario prestare bene attenzione alla direzione di estrusione, infatti è necessario estrarre tale area in direzione dell'asse del tubolare, per poter fare ciò è necessario allineare un'asse del Work Plane con l'asse del tubolare. Per ottenere l'asse del tubolare è sufficiente tracciare due linee verticali, una che funga da diametro per il foro circolare del tubolare alla sua fine e l'altra sempre verticale che unisca i due vertici del perimetro interno del tubolare dal lato in cui la sua forma è ovalizzata, si dividono a metà e si congiungono i due punti medi, la linea così ottenuta fornisce l'asse del tubolare, non resta che allineare un asse del workplane a tale linea (figura 4.3.18).

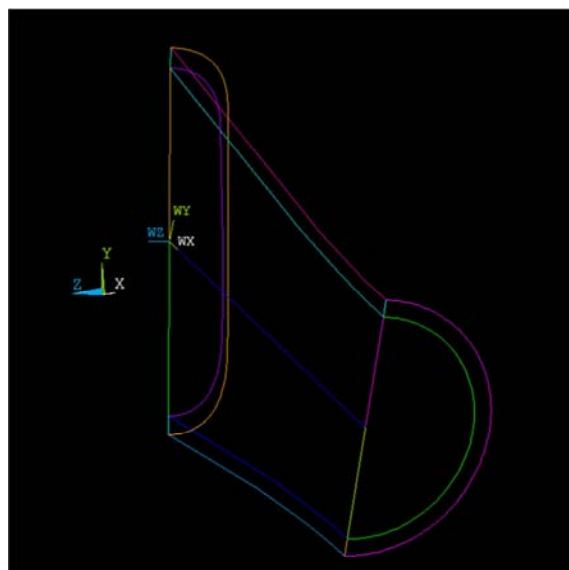


Figura 4.3.18. Ottenimento asse del tubolare

Il workplane fornisce ora l'asse lungo cui estrarre che in figura è l'asse WX, quindi si imposta il workplane come sistema di riferimento, si prende l'area (o il volume) del cuneo creato in precedenza e la si sovrappone al semi volume di figura 4.3.15, a questo punto si procede con l'estrusione

Preprocessor → Modeling → Operate → Extrude → Areas → By XYZ Offset

Si seleziona l'area di sezione del tubo e si indica una quantità lungo la direzione WX di estrusione, per come è stato orientato il WP in figura 4.3.18 è necessario indicare una quantità negativa per ottenere il volume azzurro (figura 4.3.19 a e b).

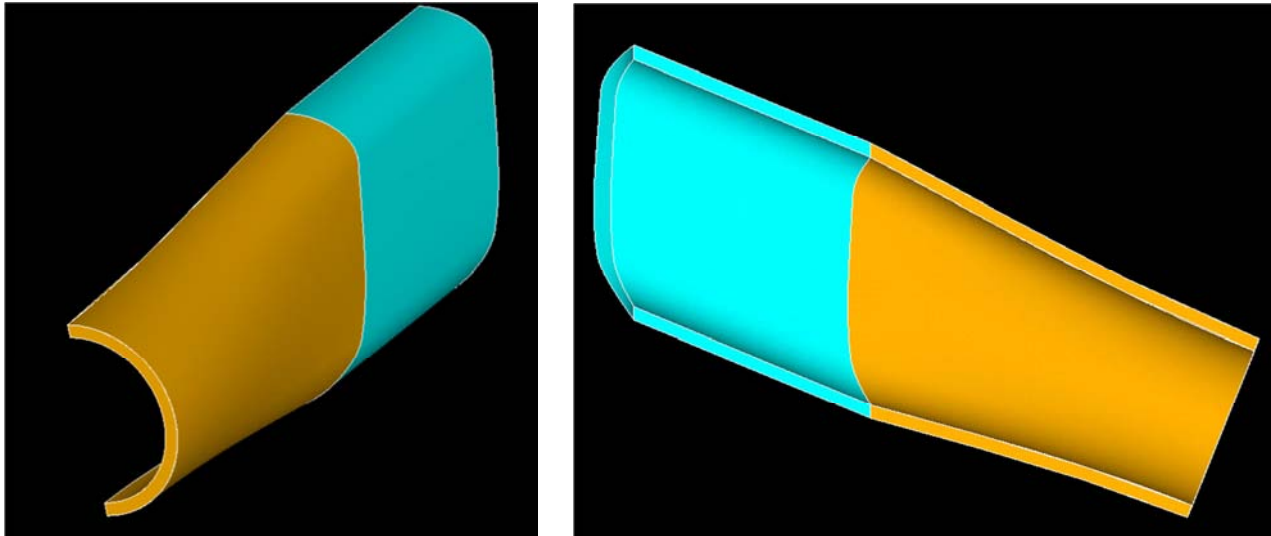


Figura 4.3.19. Tubolare del telaio e volume estruso da rimuovere.

In questa condizione non rimane altro che rimuovere dal volume giallo il volume azzurro tramite il comando :

Preprocessor → Modeling → Operate → Booleans → Subtract → Volumes

Il volume così ottenuto è la metà del tubolare del telaio dotato di cuneo alla radice della saldatura, per ottenere il volume completo è sufficiente utilizzare il comando :

Preprocessor → Modeling → Reflect → Volumes

La finestra che si apre chiede il piano rispetto alla quale si vuole effettuare la funzione "specchio", si presti bene attenzione che il piano che si indica è riferito al sistema di riferimento che si sta utilizzando, in questo caso se il work plane risulta essere posizionato come in figura 4.3.18 è conveniente imporre che sia questo il sistema di riferimento utilizzato, e facendo la funzione specchio rispetto al piano XY si ottiene il completamento del tubolare (figura 4.3.20).

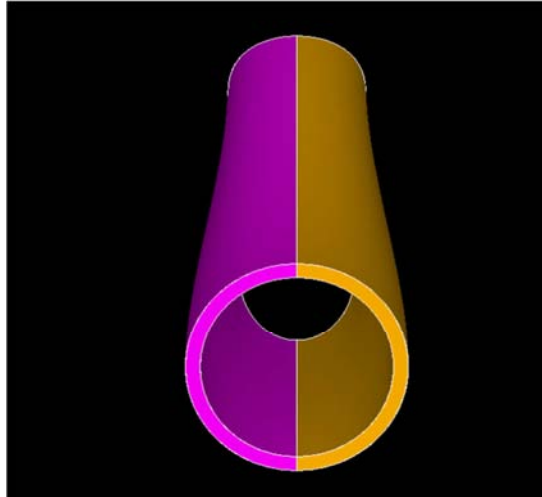


Figura 4.3.20. Volume totale ottenuto tramite la funzione specchio del volume giallo.

Per completare il modello del tubolare è necessario praticare il foro sul lato viola, che si può ottenere sfruttando le linee mostrate in figura 4.2.16. Utilizzando tali linee per prima cosa si crea un'area (figura 4.3.21).

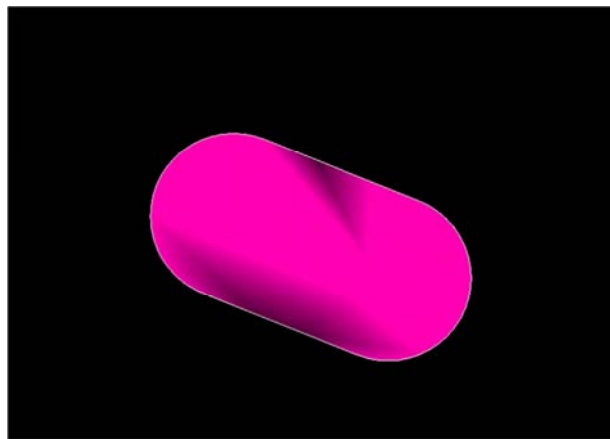


Figura 4.3.21. Area del foro ottenuta tramite le linee esterne.

Ottenuta tale area si sfrutta la funzione di estrusione, già utilizzata, creando un volume che sia di profondità maggiore rispetto allo spessore del tubolare, si sovrappone tale volume al tubolare (figura 4.3.22)

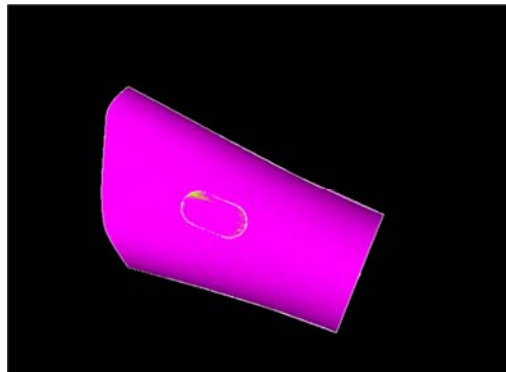


Figura 4.3.22. sovrapposizione tubolare e volume del foro da sottrarre

Si sottraggono i volumi così da ottenere il foro. Ultimo passo è quello di unire le due metà del tubolare del telaio, quella con il foro e quella senza così da ottenere un unico volume.

Il tubolare così ottenuto presenta una netta separazione dei volumi cilindrici, tale modello sarà utilizzato come MAINMODEL nell'utilizzo del PSM BRICK, invece un modello in cui il tubolare rimane invariato sarà utilizzato per il confronto con i risultati di deformazione ottenuti dalle prove estensimetriche.

4.4. Creazione del volume della saldatura

Essendo i volumi visti come distinti e non avendo continuità, il primo tentativo è stato quello di separare i volumi in modo da poterli osservare distintamente e osservare bene le geometrie. Quindi si è utilizzato il percorso

Preprocessor → *Modeling* → *Move/Modify* → *Volumes*

A questo punto il software apre la finestra per la selezione del volume e viene poi chiesta l'entità dello spostamento lungo le 3 direzioni, è stato impostato uno spostamento del tubolare del telaio (in azzurro in figura 4.2.4) e il programma ha fornito l'errore mostrato nella seguente Figura 4.4.1

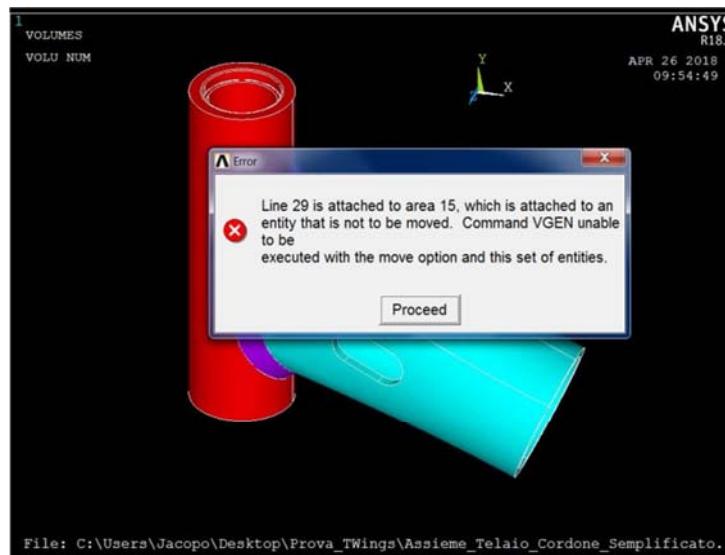


Figura 4.4.1. Errore dovuto all'impossibilità di spostare i volumi

Quindi nonostante i volumi siano distinti e non ci siano continuità ci sono delle aree nei confini tra i volumi che tengono vincolati tra di loro le tre entità tridimensionali, tali vincoli però non vengono poi mantenuti in fase di analisi in quanto applicando dei vincoli e dei carichi sul modello il solutore trova labilità e non fornisce alcuna soluzione.

Un secondo tentativo per l'ottenimento della continuità è stato quello di provare a dividere le aree che costituiscono i volumi con le linee di bordo dei volumi in contatto, il problema di questo approccio è che sul canotto di sterzo, in corrispondenza del perimetro esterno del tubolare del telaio, ci si trova ad avere due linee sovrapposte, una che è proprio la linea del perimetro esterno del tubolare, l'altra che corrisponde alla linea che delimita il volume della saldatura. In questa situazione non risulta facile suddividere l'area esterna del canotto di sterzo con una di queste due linee, la divisione ottenuta utilizzando queste linee ha portato a modelli con diversi problemi di continuità, se da un lato si è ottenuta la continuità del cordone di saldatura con il tubolare dello sterzo e con il tubolare del telaio, dall'altro lato non si è riusciti a ricreare la radice ma bensì si è ottenuta esclusivamente la saldatura sul piede e quindi tramite una singola linea, situazione non reale (figura 4.4.2).

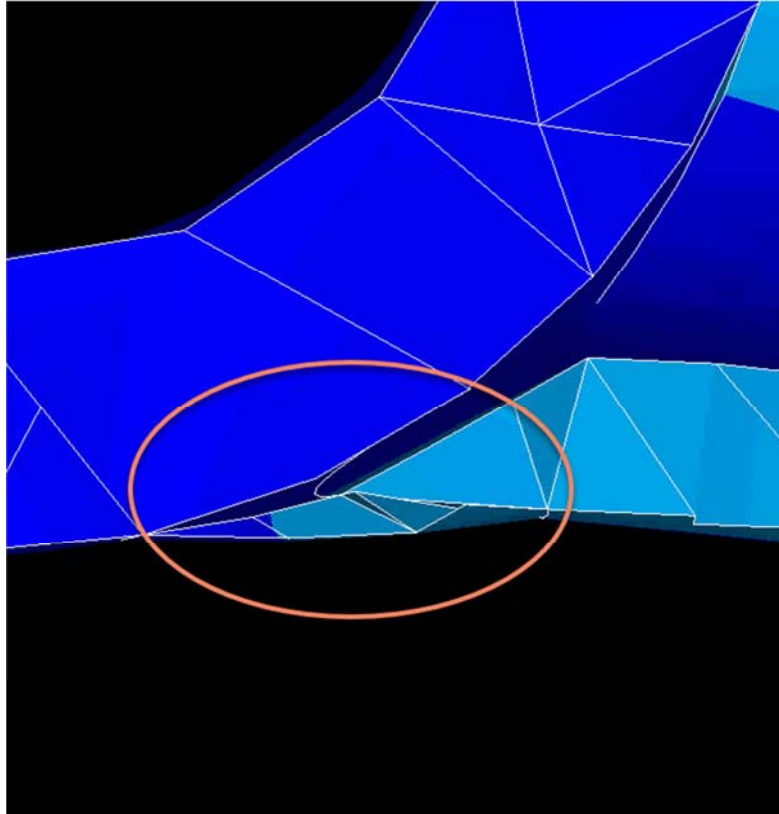


Figura 4.4.2. Problemi di continuità del cordone di saldatura riscontrati dividendo le aree dei volumi con le linee dei volumi nel caso di linee sovrapposte.

Per riuscire a sfruttare la divisione delle aree con le linee senza la presenza di linee sovrapposte si è riusciti a trovare la seguente soluzione che consente di risolvere il problema della presenza di più linee, consente la divisione univoca delle aree e l'ottenimento di continuità dal lato cordone ma anche la creazione sensata della zona della radice in tutta la sua lunghezza.

La soluzione che è stata qui adottata è la seguente:

1. Copia del solo volume della saldatura in una posizione distanziata dagli altri componenti (se non è già stata fatta)
2. Rimozione del volume della saldatura attaccato ai due tubolari e di tutte le entità inferiori a tale volume
3. Utilizzo delle sole linee che delimitano la saldatura sulla superficie esterna del canotto di sterzo e sul tubolare per la divisione delle aree sul canotto dello sterzo e sul tubolare del telaio
4. Creazione dell'area del cordone di saldatura
5. Creazione del volume della saldatura attraverso le aree create

Il primo passo è quindi quello di copiare il volume della saldatura in modo da poter lavorare in questa zona senza avere tutti e tre i volumi sovrapposti e senza rischiare di confondere le linee, eventualmente è possibile anche lavorare senza effettuare la copia ma nascondendo dalla visualizzazione i due tubolari e rimanendo semplicemente con il volume della saldatura, questo serve per ottenere le due linee che delimitano la saldatura, una sul tubolare del telaio e una sul canotto di sterzo. Per farlo è possibile copiare le singole linee oppure copiare l'intero volume e poi rimuovere le parti non essenziali (volume, aree e linee non essenziali). Consideriamo quindi il volume di saldatura, quello mostrato in figura 4.4.3 (a,b)



Figura 4.4.3 Volume della saldatura visto tramite a) le aree b) le linee. Le frecce indicano le linee di interesse, la linea rossa indica il perimetro di contatto tra il canotto di sterzo e la saldatura, la linea gialla tra la saldatura e il tubolare del telaio

Nel modello fornito il volume della saldatura risulta essere un volume formato da aree proprie, nel caso reale tale volume invece è formato dal cordone e dalle due zone, una appartenente al canotto di sterzo e una appartenente al tubolare del telaio, risulta quindi necessario creare un volume che sia formato allo stesso modo, quindi delimitare le zone sui due tubolari su cui viene fatta la saldatura e fornire una linea che fornisca un riferimento per la forma del cordone. Quindi le linee di interesse che si possono ricavare dal volume di saldatura sono da una parte le linee in cui la saldatura tocca il profilo esterno del tubolare del telaio indicate dalla freccia gialla e le linee che indicano il punto di contatto tra il canotto di sterzo e la saldatura indicata con la freccia rossa della figura 4.4.3. Quindi di tutte le linee della saldatura è sufficiente mantenere solamente i due profili di contatto come si vede in figura 4.4.4.



Figura 4.4.4. Passaggio da linee del volume della saldatura alle sole linee essenziali

In figura si può notare come ci sia una metà in cui le *lines* risultino continue, nell'altra sono più numerose, questo è dovuto alla non simmetria del modello originale che presenta un cambio di curvatura che si ha da un solo lato, quello del foro. Nel caso in cui si abbia a che fare con un modello simmetrico non si avranno

tutte le suddivisioni della figura. Questa situazione risulta essere più complicata del normale in quanto bisogna selezionare tutte le linee per la divisione delle aree, qualora non si selezioni un percorso chiuso non sarà possibile ottenere la suddivisione. Nel caso di un modello simmetrico le linee sarebbero due per ciascun perimetro chiuso. Quindi per ottenere il risultato che ci si è prefissi ci sono due possibili strade:

-è possibile copiare direttamente le linee dai tre volumi assemblati, andando a plottare le linee dell'assieme e prestando bene attenzione a capire quali sono le linee di interesse quindi seguendo la procedura :

Preprocessor → *Modeling* → *Copy* → *Lines*

e selezionando le linee mostrate in figura 4.4.5

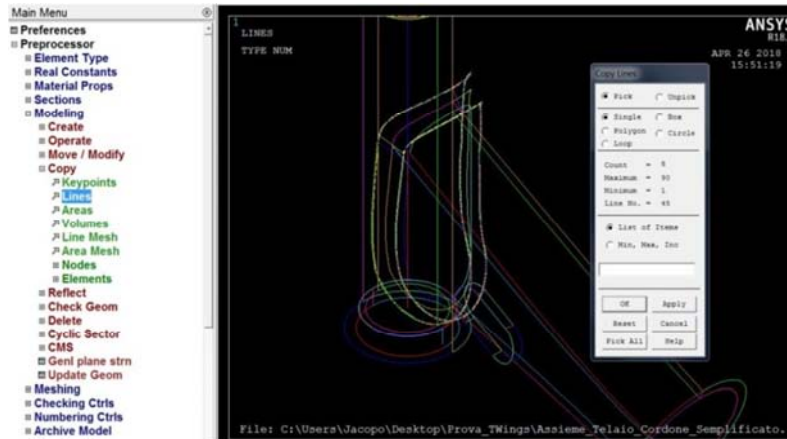


Figura 4.4.5 Linee da copiare con “Copy” in giallo tratteggiate

E spostandole di una certa entità come ad esempio di 0.3 m in direzione x come in figura 4.4.6

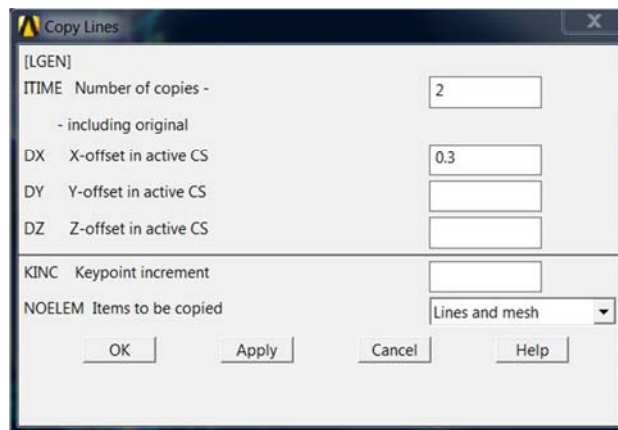


Figura 4.4.6. Finestra entità di spostamento linee copiate, in questo modo le linee vengono copiate di 0.3m in direzione x.

-in alternativa è possibile copiare l'intero volume della saldatura esattamente seguendo la procedura usata per le linee ma copiando tutta la saldatura e spostandola; una volta ottenuta la copia si rimuove prima solo il volume (non il “below”), poi tutte le aree (non il “below”) e andare infine a rimuovere tutte le linee superflue rimanendo con le sole due linee.

Il risultato finale è quello di avere le due linee dei piedi della saldatura, una sul canotto di sterzo e una sul tubolare, è ora possibile rimuovere completamente il volume della saldatura attaccato ai tubolari (se tale operazione non è stata fatta precedentemente), con il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Delete* → *Volumes and Below*

Questo poiché il volume della saldatura verrà creato sfruttando le due linee che sono state appena ottenute, tali linee sono state create indipendenti dal volume e sono state spostate in entrambi i casi rispetto al volume di saldatura preesistente quindi non verranno eliminate.

La situazione è quindi quella mostrata in figura 4.4.7 a) e b) con i due volumi tubolari senza saldatura e le due linee copiate



Figura 4.4.7. a) volumi dei due tubolari senza il volume di saldatura, b) linee dei due tubolari e linee di contorno saldatura

Non è necessario che le due linee limite della saldatura risultino spostate rispetto alla loro posizione, ciò che interessa è che il volume di saldatura originale sia stato cancellato e che vi siano le solo due linee limite della saldatura e nessun'altra linea della saldatura. A questo punto si devono riportare le linee di contorno della saldatura appoggiate alle facce con cui risultano in contatto facendo di nuovo

Preprocessor → Modeling → Move/Modify → Lines

E selezionando tutte le linee, qualora il software non consenta lo spostamento è possibile che non siano state selezionate tutte le linee, e che siano spostate indietro (di -0.3 m nell'esempio poiché erano state copiate a + 0.3m di distanza) ottenendo ciò che si vede nella figura 4.4.8.

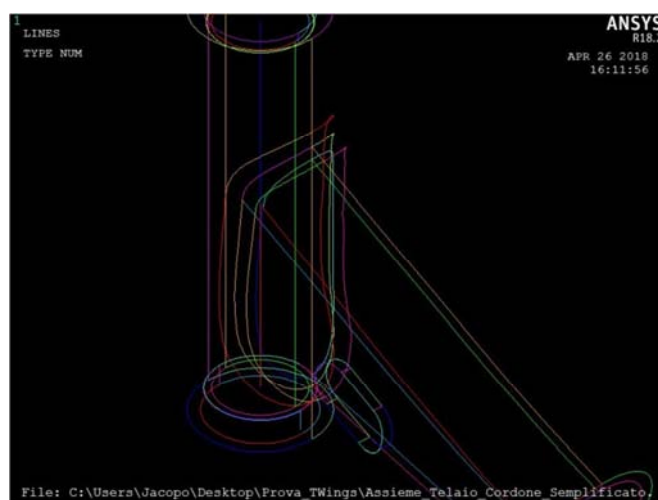


Figura 4.4.8. Linee della saldatura sovrapposte ai due elementi tubolari

Ora si hanno a disposizione le linee che delimitano il cordone sui due tubolari, si deve quindi dividere le aree esterne del volume del canotto di sterzo e del tubolare del telaio per le linee appena create e che

identificano il profilo della saldatura. Per prima cosa si dividono le aree esterne del tubolare del telaio con le linee del piede del cordone. Quindi si procede con il percorso

Preprocessor → *Modeling* → *Operate* → *Booleans* → *Divide* → *Area by Line*

A questo punto si seleziona la singola area che costituisce una parte della superficie esterna del tubolare del telaio (figura 4.4.9)

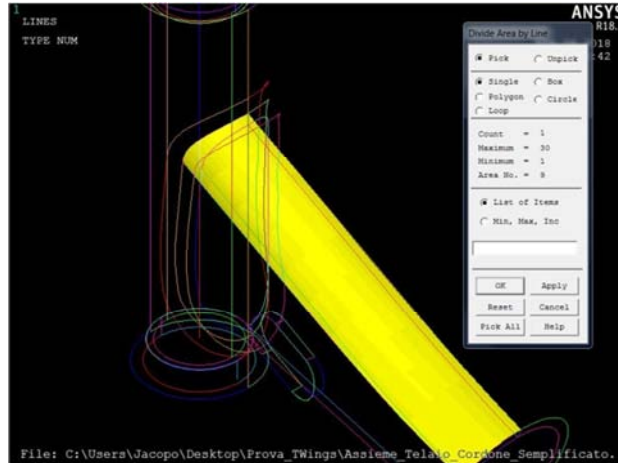


Figura 4.4.9. Area della superficie esterna del tubolare da dividere

E la si divide per il tratto di linea limite della saldatura che le compete ottenendo la suddivisione dell'area mostrata in figura 4.4.10.

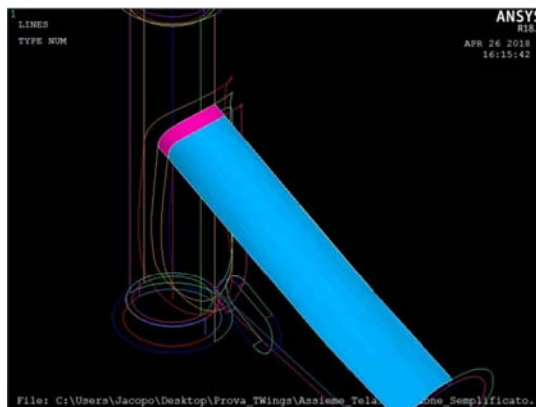


Figura 4.4.10 Area costituente la superficie esterna del tubolare divisa per la linea limite della saldatura

Effettuando la medesima operazione su tutta la superficie esterna del tubo si ottiene quanto mostrato in figura 4.4.11

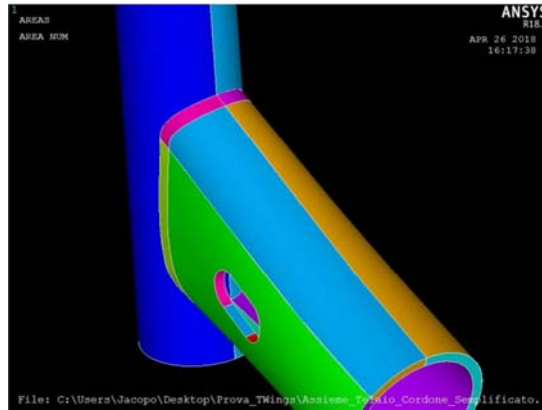


Figura 4.4.11 Aree superficiali esterne del tubolare suddivise dal profilo della saldatura

A questo punto si passa alla divisione delle aree che costituiscono la superficie esterna del canotto di sterzo, per fare questa operazione bisogna considerare il fatto che la saldatura parte dalla linea che delimita il perimetro esterno del tubolare del telaio e arriva fino alla linea limite del cordone che sono state ottenute precedentemente. Bisogna quindi suddividere tali aree per entrambe queste linee così da creare delle superfici su cui poi ci si appoggia per costruire il volume della saldatura.

Quello che si deve fare è quindi quanto mostrato in figura 4.4.12

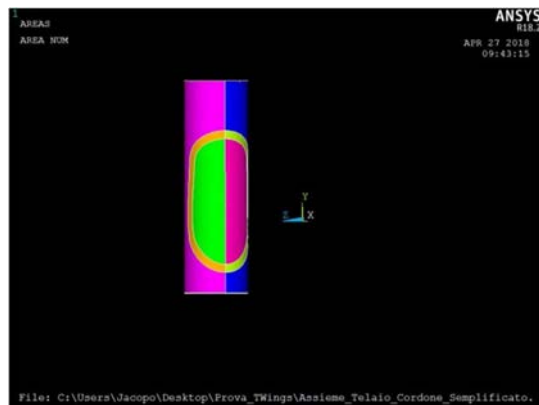


Figura 4.4.12. Suddivisione aree esterne canotto di sterzo

Come si vede dalla figura sono state suddivise le aree esterne del canotto di sterzo con due linee perimetrali, la più interna è quella che corrisponde al perimetro esterno del tubolare del telaio, mentre la linea perimetrale più esterna è quella che è stata copiata in precedenza e che indica l'estensione della saldatura.

Una volta che le aree di appoggio per la creazione del volume della saldatura sono state create non rimane che indicare la forma che si vuole ottenere per chiudere il volume della saldatura, il profilo del cordone di saldatura. Infatti il volume che deve essere ricreato è quello visto 4.4.3 sfruttando le aree che abbiamo appena diviso.

Risulta infine necessario creare un'ultima area se si vuole creare il volume della saldatura, per farlo bisogna indicare il profilo con cui si devono collegare le due linee che identifichino il cordone della saldatura. Per maggior chiarezza si guardi la figura 4.4.13

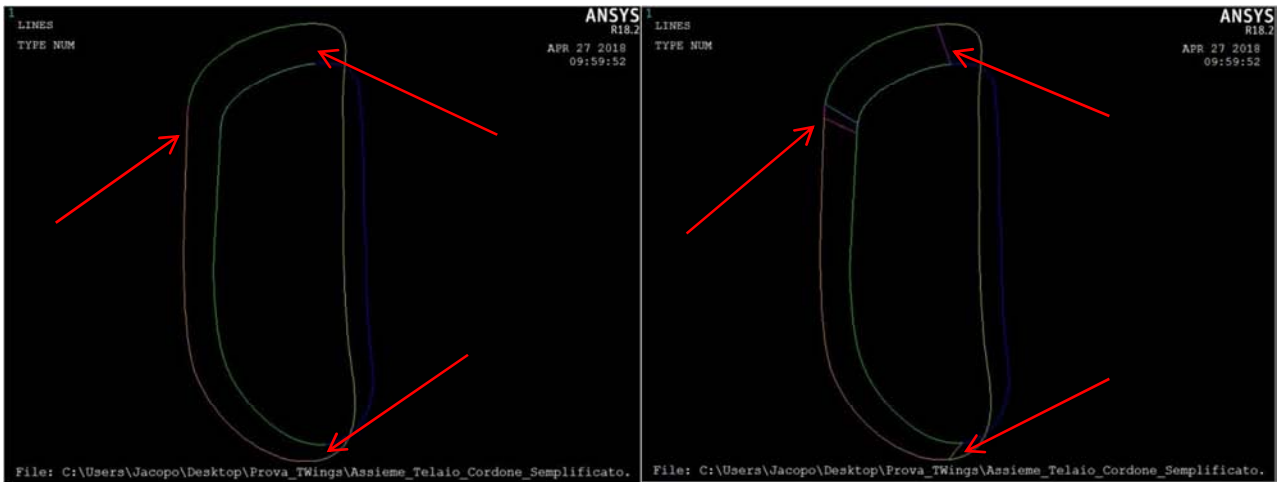


Figura 4.4.13 Collegamento linee di saldatura per la creazione dell'area mancante della saldatura

Questa operazione è stata fatta semplicemente utilizzando la suddivisione delle linee di bordo della saldatura in lines, le due linee che identificano i bordi della saldatura, infatti sono composte da lines di colori diversi, ad ogni singola lines è rappresentata da un colore e ad ogni cambio colore si ha un keypoints, le linee create sono state fatte collegando i corrispondenti keypoints appartenenti alle due linee, così facendo si ha la possibilità di creare le aree del profilo della saldatura. La fase successiva è dunque quella di creare le aree a partire da queste lines, per poter creare le aree risulta necessario indicare le quattro linee che identificano l'area. Per farlo si utilizza il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Create* → *Areas* → *Arbitrary* → *By Lines*

A questo punto si possono creare le aree selezionando di volta in volta quattro lines corrispondenti al perimetro dell'area che si vuole creare, come mostrato in figura 4.4.14 a) e b).

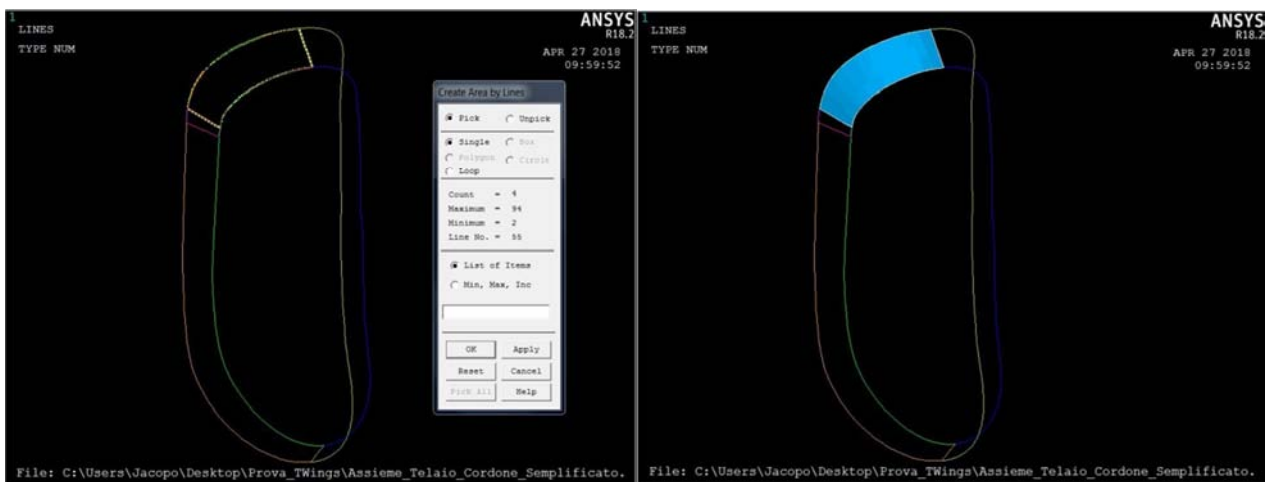


Figura 4.4.14 Creazione aree del profilo di saldatura a) selezione delle linee perimetrali dell'area b) area creata

La medesima procedura va riproposta fino a creare tutta la superficie che delimita la saldatura fino ad ottenere quanto si vede in figura 4.4.15.

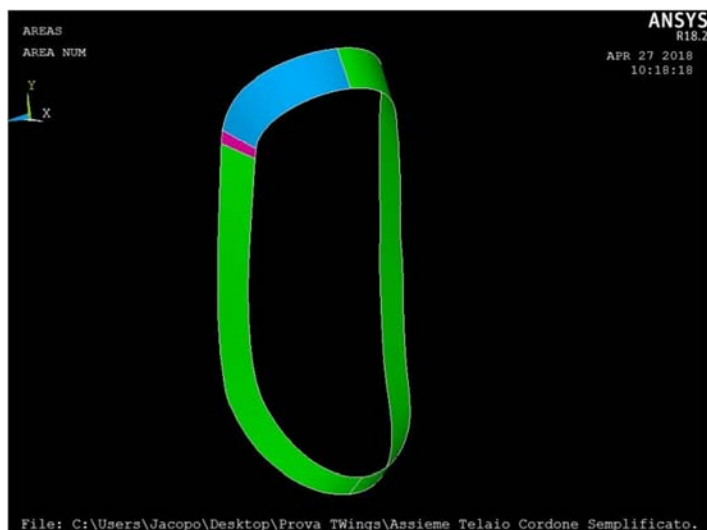


Figura 4.4.15 Area limite della saldatura

Ora che sono state create tutte le aree che delimitano il volume della saldatura è possibile creare il volume appoggiandosi a tali aree. Per creare il volume si devono prendere tutte le aree create sul tubolare del telaio in figura 4.4.11, le aree create sul canotto di sterzo che formano una specie di corona ovalizzata ossia le aree arancione e verde più chiaro in figura 4.4.13 e le aree create e mostrate in figura 4.4.15. Si utilizza quindi il comando

Preprocessor → *Modeling* → *Create* → *Volumes* → *Arbitrary* → *By Areas*

E si selezionano le aree che delimitano il volume di saldatura

- Aree sul tubolare dello sterzo (figura 4.4.16)

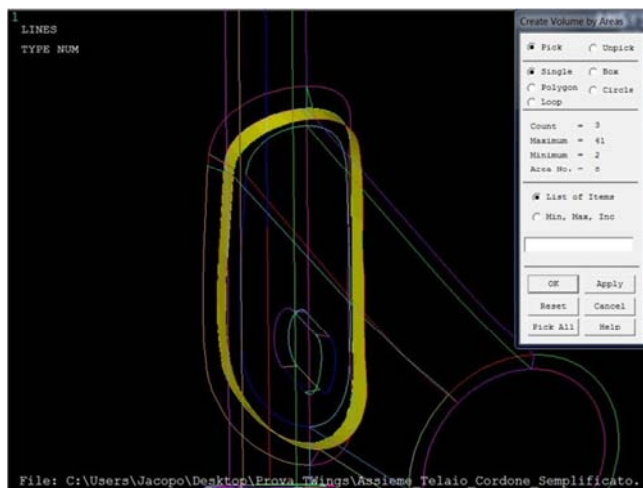


Figura 4.4.16 Aree appoggiate al tubolare del telaio su cui si appoggia la saldatura

- Aree sulla superficie esterna del canotto di sterzo (figura 4.4.17)

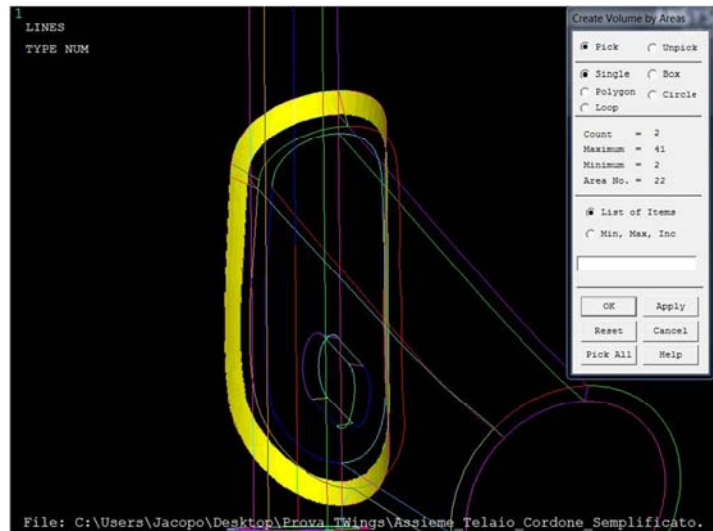


Figura 4.4.17 Aree appoggiate alla superficie esterna del canotto di sterzo

- Aree che delimitano la saldatura (quelle mostrate in figura 4.4.15)

Una volta creato il volume della saldatura plottando i volumi ci si trova nella stessa situazione iniziale, ossia con i tre volumi di colori differenti, per verificare la presenza di continuità è sufficiente andare a creare una mesh del modello, questa verifica non necessita di dimensioni estremamente piccole per gli elementi, è sufficiente che gli elementi ed in particolare i nodi condivisi dai tre elementi risultino continui nelle zone di collegamento tra i diversi volumi. In figura 4.4.18 è presentata una mesh ottenuta con le stesse dimensioni medie di elementi utilizzate nella figura 4.1.5

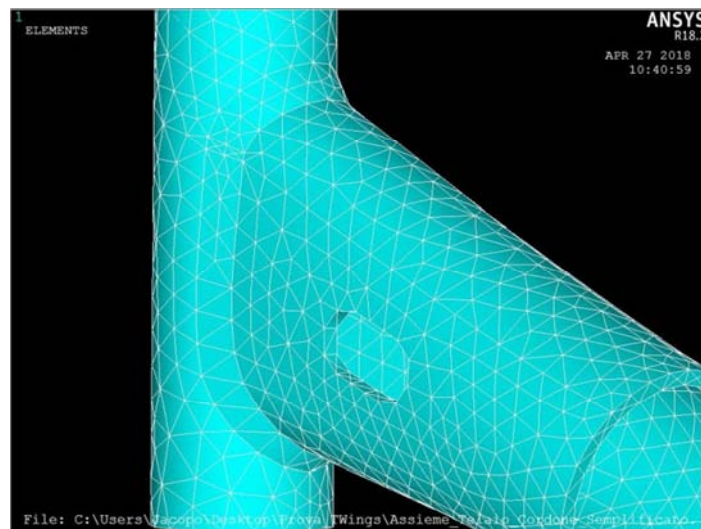


Figura 4.4.18 Mesh continua

Confrontando le due immagini si può notare come adesso in corrispondenza delle linee di giunzione dei diversi volumi si abbia una corrispondenza dei nodi.

Questa verifica non è l'unica verifica necessaria, infatti è possibile che la mesh sia continua esternamente, ma questo non è sufficiente poiché i tre volumi potrebbero essere collegati esclusivamente tramite quelle due linee esterne, condizione non affatto realistica (figura 4.4.2). Di fondamentale importanza è la verifica di continuità dell'attaccamento della saldatura alle due superfici nella zona relativa alla radice. E' quindi consigliabile applicare un carico che consenta di osservare se vi è continuità lungo tutto il volume della saldatura con i due tubolari e, una volta sezionata la vista del modello, andare a vedere, tramite l'animazione

del carico applicato, la deformazione della radice di saldatura per controllare che vi sia la saldatura completa e che non si siano attaccati i due tubolari solo sul piede della saldatura.

4.5. Confronto del modello originale e del modello simmetrico

In questo lavoro sono stati creati due modelli, il modello originale, senza cuneo e non simmetrico e il modello simmetrico dotato di cuneo. Una volta ottenuti è consigliabile fare un confronto tra le due geometrie per capire quanta differenza vi sia prima di utilizzarle (figure 4.5.1 e 4.5.2)

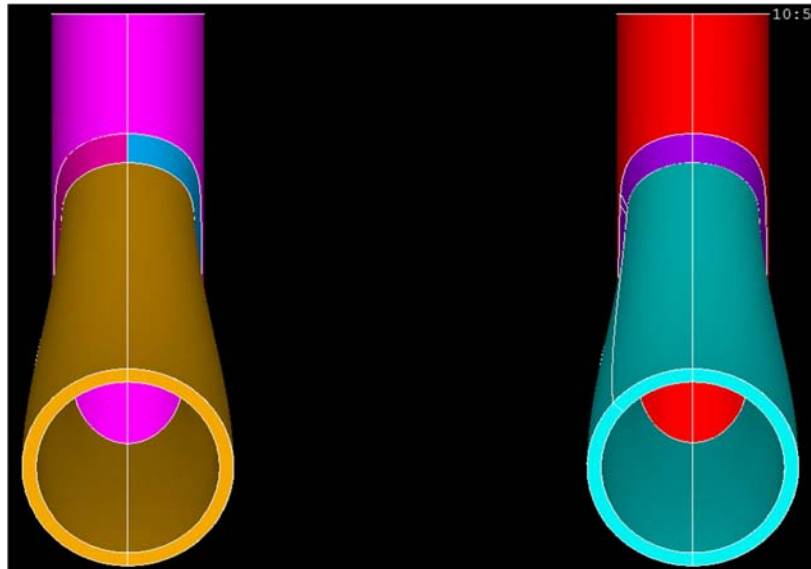


Figura 4.5.1. Confronto frontale tra il modello simmetrico, a sinistra, e il modello originale a destra.

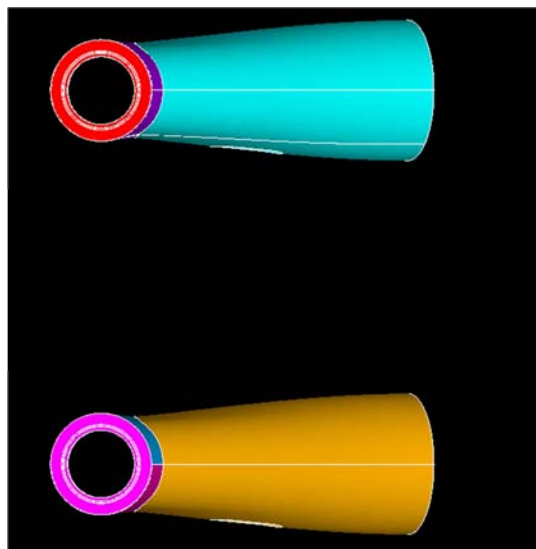


Figura 4.5.2. Confronto con vista dall'alto tra il modello simmetrico, in basso, e il modello originale.

Dal confronto dei due modelli si nota una leggera differenza del tubolare dal lato del foro, tuttavia tale differenza non è ritenuta così rilevante da poter modificare in maniera rilevante i risultati ottenuti nei due modi. Nelle successive analisi quindi per l'utilizzo del metodo del PSM che frutta gli elementi tetraedrici a 10 nodi è stato analizzato il modello originale, nell'utilizzo della tecnica della sotto-modellazione invece è necessario avere una netta distinzione dei nodi appartenenti a due superfici sovrapposte, per cui, dopo aver analizzato e confrontato i risultati ottenuti dai due modelli sottoposti a medesime condizioni di carico, è stato possibile scegliere di adoperare il modello simmetrico in cui il cuneo crea una netta distinzione tra i nodi appartenenti al canotto dello sterzo e quelli appartenenti al tubolare.

4.6. Creazione della mesh

Il Peak Stress Method è un utilissimo metodo che consente di rilevare le tensioni di picco lineare elastico calcolate in punti critici di geometrie di giunti saldati e di convertirle in una quantità, chiamata $\sigma_{eq, peak}$, che permette il confronto di punti critici con diversi angoli di apertura e quindi con diversi gradi di singolarità tenendo conto di tutti i modi di sollecitazione presenti. Tuttavia per il calcolo di questa tensione di picco è necessario prestare particolare attenzione alla forma e alla dimensione della mesh utilizzata. Nel caso in esame si ha una saldatura che percorre tutta la superficie esterna del tubolare del telaio con sezione ovalizzata appoggiata alla superficie esterna di un cilindro costituito dal canotto dello sterzo. In tale condizione vi sono due importanti profili che risultano essere particolarmente sensibili alle sollecitazioni che sono rappresentati dal profilo del piede e il profilo della radice (figura 4.6.1)

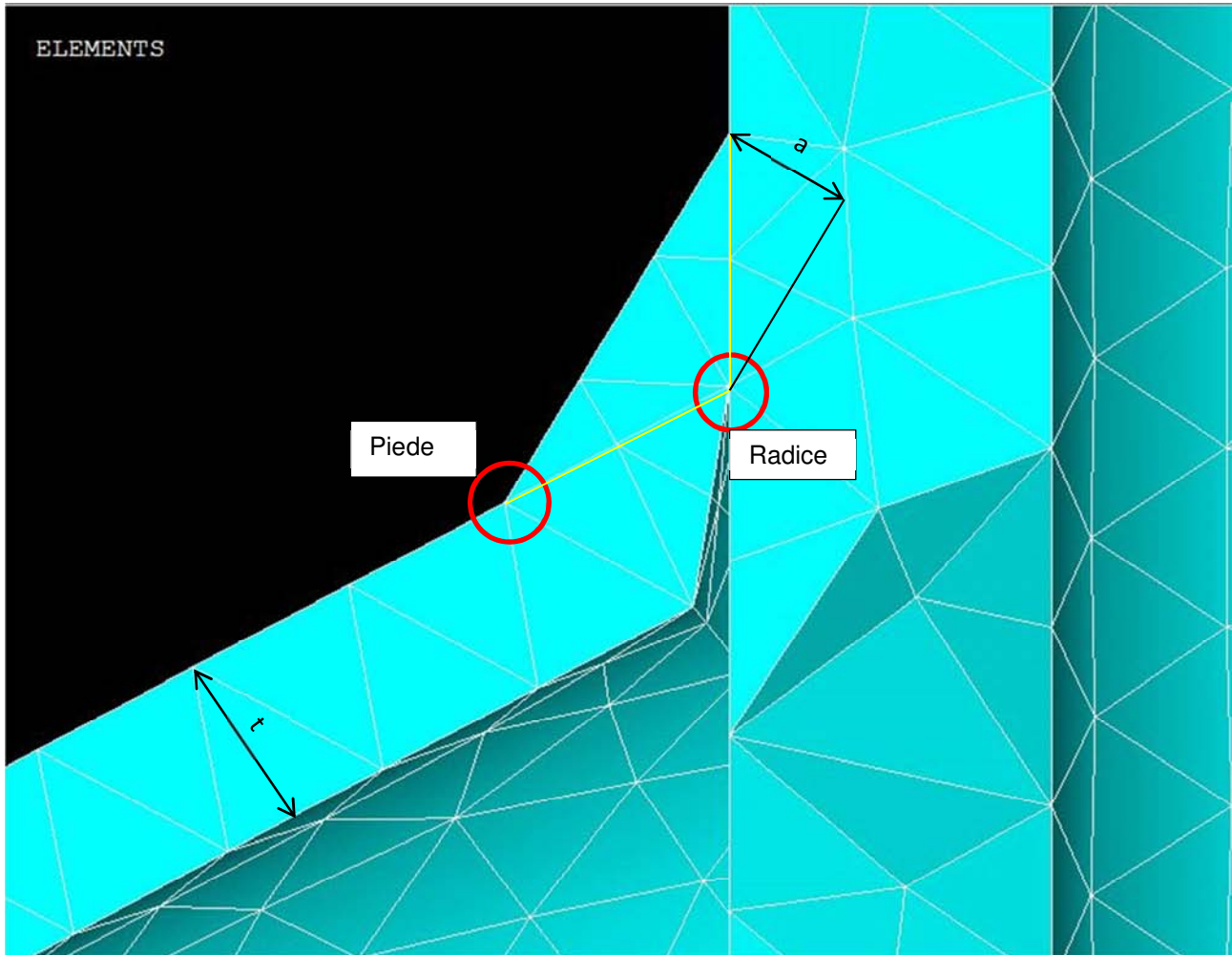


Figura 4.6.1 Punti critici del giunto saldato in esame nel modello con la presenza del cuneo e parametri geometrici della saldatura.

Tali profili presentano alcune differenze, infatti l'angolo di apertura è ben diverso nei due casi, per il lato radice si ha un angolo di apertura $2\alpha \approx 0$, zona in cui si ha il massimo grado di singolarità per i modi I e II e il lato piede in cui $2\alpha \approx 135^\circ$ dove il modo I ha singolarità inferiore al valore massimo e addirittura avendo un angolo maggiore di 102° il modo II risulta essere addirittura non singolare. Per lo studio dei fattori di concentrazione delle tensioni in passato era necessario l'utilizzo di mesh molto accurate, con particolare attenzione alle zone critiche in cui era necessario effettuare affinamenti graduali per non ottenere errori in fase di calcolo da parte del software. Con il passare del tempo sono stati sviluppati nuovi approcci e metodologie per l'analisi delle zone critiche nei punti di interesse, tra queste vi è il PSM che nella sua formulazione più recente consente l'utilizzo di elementi tetra a 10 nodi per la creazione di una mesh piuttosto grossolana e senza la necessità di particolari accorgimenti nella zona più sensibile della geometria se non nel numero di elementi che condividono il punto critico. Tale approccio però, visto le diverse situazioni agenti

nei due diversi punti critici necessita di dimensioni di mesh diverse, o per meglio dire, nel lato radice essendoci una situazione più gravosa, con angolo di apertura minore e gradi di singolarità massimi per entrambi i modi necessita di dimensioni degli elementi finiti inferiori rispetto al lato piede. Infatti le condizioni per la creazione della mesh nei due casi suggeriscono dei valori massimi per gli elementi finiti espressi in funzione di grandezze univocamente definite nei giunti saldati ma che possono variare in valore tra diverse geometrie. I valori limite utilizzabili per le creazioni delle mesh sono quelli indicati nella tabella 4.6

$(t/d)_{\min, \text{toe}}$	1
$(a/d)_{\min, \text{root}}$	3

Tabella 4.6. Rapporti di dimensione per la creazione della mesh.

Dove, guardando la figura 4.6.1, nel caso in esame si ha che t è pari allo spessore del tubolare del telaio mentre a è l'altezza della saldatura mentre d è la "globale element size" dell'elemento finito da fornire come dato di input al software prima dell'utilizzo dell'algoritmo per la generazione automatica della mesh free.

Per il caso in esame si hanno :

- $t = 5 \text{ mm}$

- $a = 5 \text{ mm}$

Di conseguenza le dimensioni massime per gli elementi della mesh risultano essere pari a $d_{\max, \text{toe}} = 5 \text{ mm}$ per il lato piede mentre una dimensione pari a $d_{\max, \text{root}} = 1.67 \text{ mm}$ dal lato radice.

Sono quindi state utilizzate due differenti dimensioni di mesh nei due casi, quindi si è utilizzata una mesh

$d_{\text{toe}} = 2.5 \text{ mm}$ nel lato piede, mentre una mesh $d_{\text{root}} = 1.6 \text{ mm}$ per l'analisi del lato radice. Queste grandezze risultano essere di fondamentale importanza nell'analisi dei risultati in quanto per la conversione dei valori di picco di stress lineare elastico in tensione equivalente di picco vi sono dei parametri che dipendono dalla dimensione della mesh utilizzata, quindi nel capitolo relativo all'analisi dei risultati verranno riprese (figura 4.6.2).

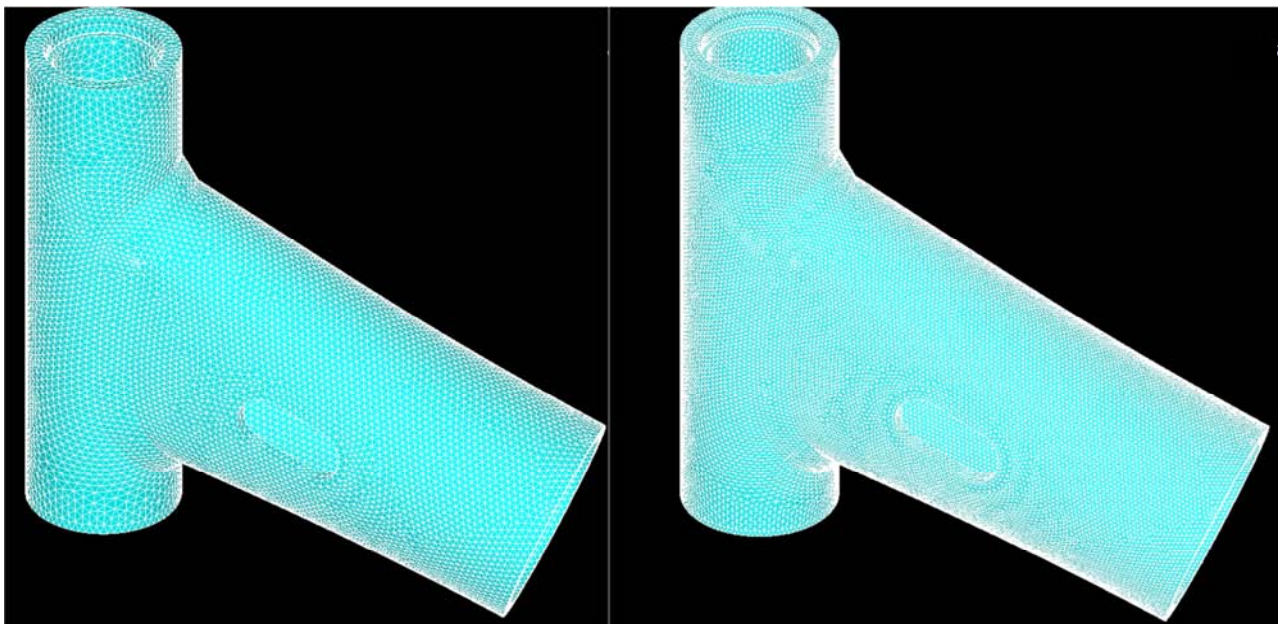


Figura 4.6.2 Confronto mesh toe a sinistra ($d_{\text{toe}} = 2.5 \text{ mm}$) e mesh root ($d_{\text{root}} = 1.6 \text{ mm}$).

4.7. Completamento del modello

Le seguenti fasi di completamento sono state eseguite allo stesso modo nei due modelli sia in quello con il cuneo che quello che non ne è previsto.

Fino ad ora il modello ha considerato esclusivamente il canotto dello sterzo e una parte del tubolare del telaio, a questo punto però per poter applicare i carichi si deve osservare che la forza non viene applicata direttamente su questo punto del telaio ma bensì viene applicata in corrispondenza dell'asse della ruota anteriore all'estremità di una forcella che collega la ruota appunto e il canotto di sterzo; tale forcella ha due rami che passano esternamente al canotto di sterzo e invece un ramo che passa al suo interno che viene mantenuto bloccato da due cuscinetti le cui sedi sono state riportate nel modello e sono poste superiormente e inferiormente al canotto. Per quanto riguarda il telaio dello scooter nel suo complesso è stato vincolato bloccando la ruota posteriore al banco di prova mentre la ruota anteriore è stata rimossa e il perno della forcella è stata collegata ad una slitta che consente il solo movimento orizzontale (figura 4.1.1), a tale slitta poi è stata applicata la forza orizzontale. Nel modello FEM ricreato in ANSYS non si ha a disposizione il telaio completo e quindi è stato necessario ricreare le stesse condizioni in una parte del telaio. La forcella è stata simulata utilizzando un unico elemento BEAM188 (della libreria degli elementi del software):

- Opzione K2: Rigid (classic)
- Opzione K 3: Cubic form

E il cui raggio della sezione circolare è stato inizialmente posto pari a $R = 10 \text{ mm}$ mentre per quanto riguarda la lunghezza è stata misurata sul telaio del banco la distanza tra il bordo inferiore del canotto di sterzo e il punto di applicazione della forza mostrato in figura 4.6.1

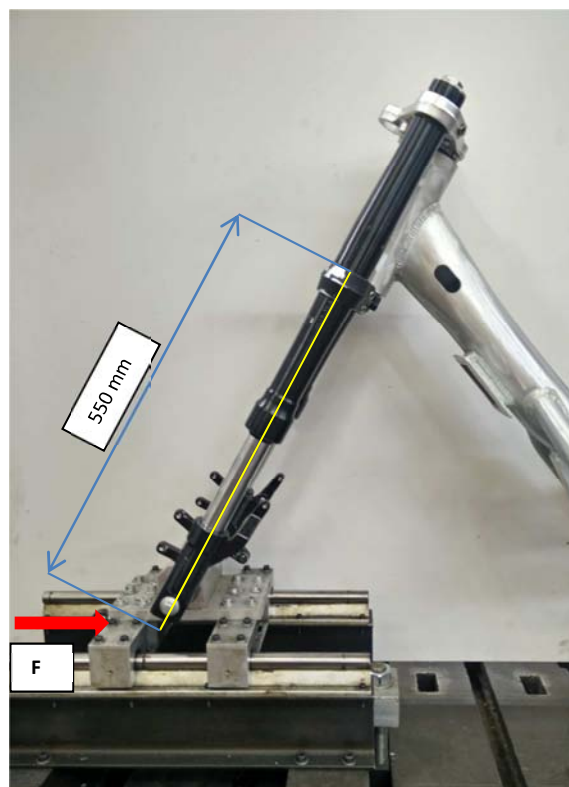


Figura 4.7.1. Distanza tra bordo inferiore del canotto di sterzo e punto di applicazione della forza F.

Per ricreare i cuscinetti si è pensato di creare delle raggere di BEAM188, dello stesso tipo utilizzato per creare la singola forcella, poste a metà dello spessore della sede del cuscinetto e collegate ai nodi degli elementi generati tramite la mesh, il modello di mesh è diverso nel caso si vada ad analizzare il piede e la radice quindi nel secondo caso, in cui si ha una mesh più fitta si avranno a disposizione un maggior numero di nodi, per la creazione delle raggere è consigliabile avere almeno una ventina di raggi con angoli all'incirca costanti tra coppie di raggi (figura 4.7.2).

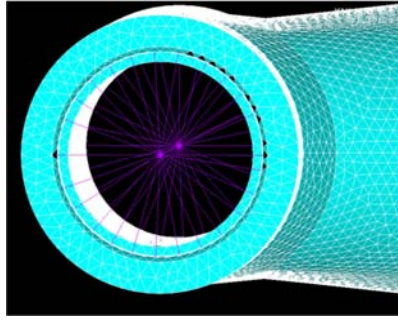


Figura 4.7.2. Raggere di BEAM utilizzate per ricreare il comportamento dei cuscinetti

Quindi per prima cosa sono state misurate le altezze delle sedi dei cuscinetti e sono stati creati due nodi al centro delle sedi, sono stati poi collegati i due centri delle sedi dei cuscinetti tramite una BEAM che passasse per l'asse del canotto dello sterzo (figura 4.7.3)

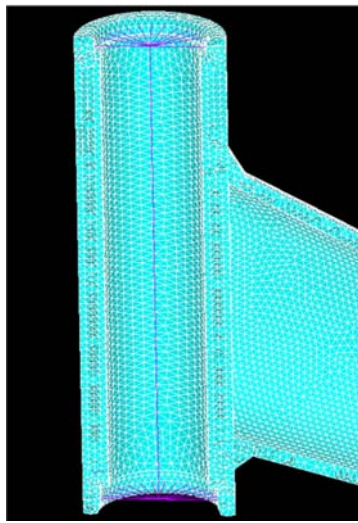


Figura 4.7.3. Vista sezionata delle raggere di BEAM e della BEAM che ne collega i centri.

Una volta collegate le due raggere si è potuto collegare il centro della raggere inferiore con la BEAM che simula la forcella così da ottenere una condizione simile a quella reale. Al termine delle operazioni la condizione finale del modello è quella mostrata in figura 4.7.4.

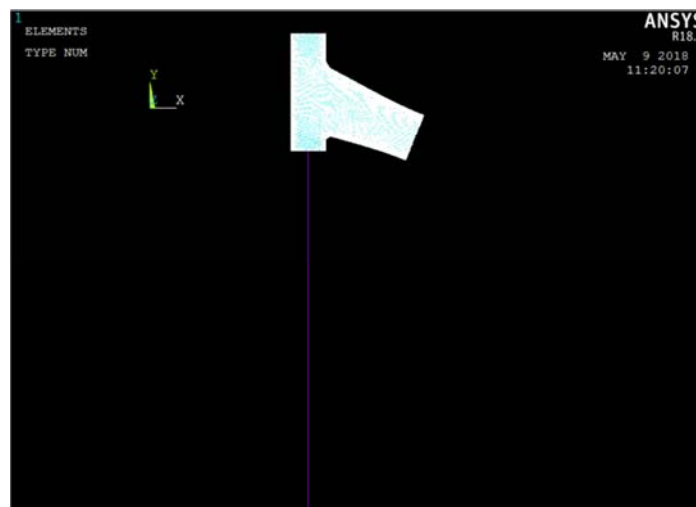


Figura 4.7.4. Modello completo utilizzato per l'analisi FEM.

4.8. Condizioni al contorno

4.8.1 Imposizione dei vincoli

Nelle prove sperimentali fatte nel banco reale il telaio è stato vincolato tramite il completo bloccaggio della ruota posteriore al banco di lavoro, per l'imposizione dei vincoli è importante tenere a mente che l'analisi intende indagare sulle sollecitazioni e cui viene sottoposta la saldatura di giunzione tra il canotto dello sterzo e il tubolare del telaio che vi si collega, inoltre nel modello creato non si ha a disposizione il telaio completo poiché un'analisi di tutto lo scooter comporterebbe eccessivi e futili sforzi computazionali ed un troppo elevato tempo per l'ottenimento della soluzione. Il modello creato è costituito esclusivamente dalla zona in cui si intende indagare ma per ottenere risultati compatibili con quelli ottenuti nelle misurazioni è necessario imporre delle adeguate condizioni di vincolo. Quando si applica una forza orizzontale al perno della ruota anteriore la forza viene trasmessa a tutte le componenti, scaricandosi sulle varie parti in maniera diversa. Per riuscire a risalire a delle condizioni di vincolo per la geometria sono state trascurate le deformazioni di tutta la parte del telaio posteriore rispetto al punto di sezionamento del modello e si è quindi imposto come vincolo che la sezione circolare del tubolare fosse vincolata con un incastro (figura 4.8.1.1).

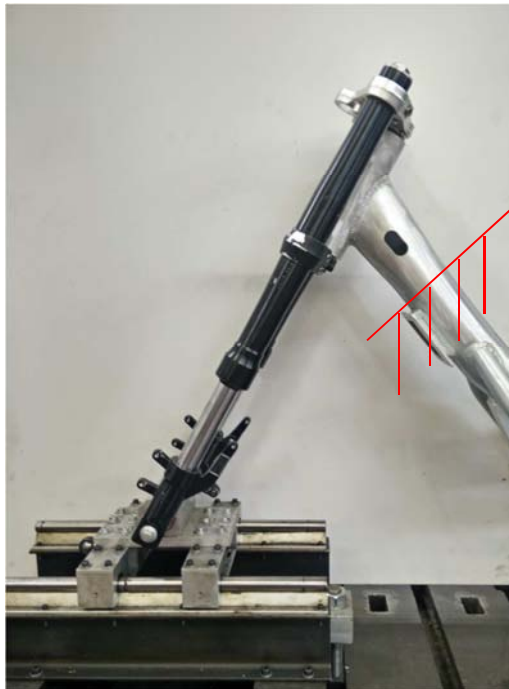


Figura 4.8.1.1 Rappresentazione dell'ipotesi di incastro del telaio considerata.

Per ottenere questa condizione vi sono diversi modi concessi dal software in uso, si sarebbero potuti vincolare i *keypoints*, le *lines* e le aree alle quali è possibile bloccare i singoli spostamenti concessi. L'incastro è un particolare tipo di vincolo, ideale, difficilmente ricreabile nella realtà, infatti quando lo si considera spesso è perché si è interessati a delle sollecitazioni più gravose rispetto ad altre che possono essere trascurate, nel caso in esame non sono di interesse le deformazioni subite dalla parte posteriore del telaio poiché tale zona risulta essere meno sollecitata e di scarso interesse per l'analisi. Nella geometria oggetto di studio quindi sono stati vincolati tutti gli spostamenti e le rotazioni delle aree dello spessore del tubolare utilizzando il comando

Preprocessor → *Loads* → *Define Loads* → *Apply* → *Structural* → *Displacement* → *on Areas*

E si selezionano le aree della parte sezionata del tubolare del telaio mostrate in figura 4.8.1.2 (A55,A56 e A 61)

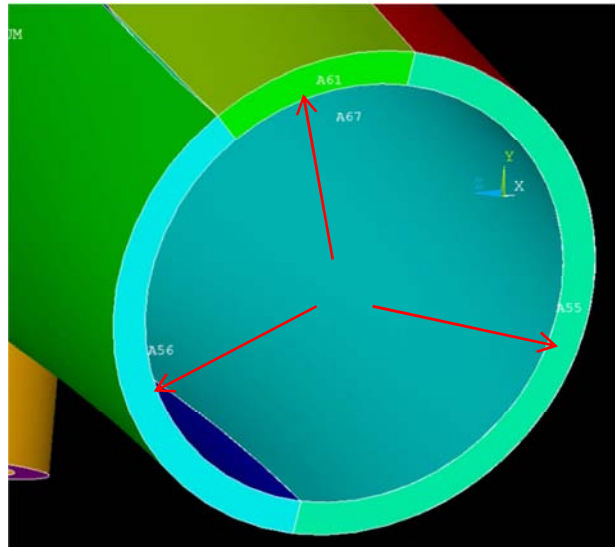


Figura 4.8.1.2. Aree da vincolare nel modello indicate dalle frecce rosse, A55, A56 e A61.

Questo nel caso si vincoli il modello originale senza cuneo del caso in esame, affetto da una asimmetria con un cambio di curvatura nel lato sinistro, in cui vi è la presenza del foro laterale, che non ha consentito l'utilizzo di una sola area per la definizione della metà di sinistra, osservando la figura del tubolare, qualora si vada a vincolare il modello simmetrico dotato di cuneo, il procedimento risulta essere il medesimo con la differenza che vi saranno due aree, la A55 e la sua antagonista nell'altra metà del tubolare dal lato del foro. In entrambi i casi la condizione che si deve ottenere alla fine è quella mostrata in figura 4.7.1.3.

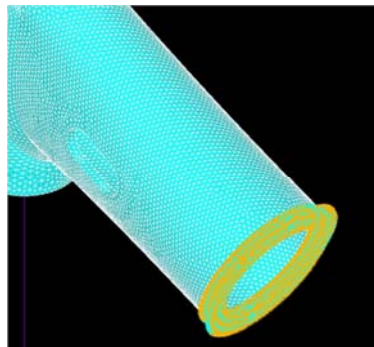


Figura 4.8.1.2 Zona incastrata del tubolare del telaio, sono state vincolate le aree.

4.8.2 Imposizione dei carichi

Questo argomento richiede una certa attenzione, infatti, come si può vedere dalla figura 4.4.3, il modello è orientato in maniera verticale lungo l'asse Y mentre nel caso reale si ha un'inclinazione del canotto dello sterzo rispetto ad un asse idealmente verticale. Quindi se durante le prove la forza è stata applicata in direzione orizzontale visto il cambio di inclinazione del modello in ANSYS è necessario modificare l'inclinazione della forza per ricreare la medesima situazione. Nel software utilizzato è possibile applicare le forze ai nodi, ciò che non è possibile fare è fare l'orientazione desiderata alle forze che si applicano ma bensì è possibile scomporre le forze esclusivamente lungo le tre direzioni x,y,z del sistema di riferimento fisso. Per poter applicare le forze risulta quindi necessario conoscere l'inclinazione del forcellone rispetto alla forza. Nel caso in esame, è stato necessario ricavare l'angolo di inclinazione che la forcella forma con la verticale (figura 4.8.2.1)

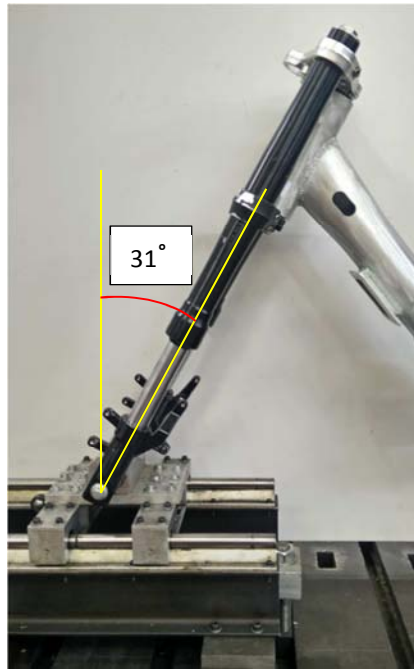
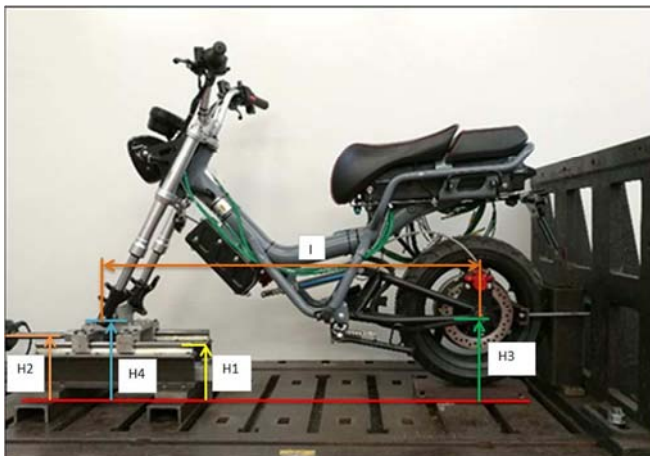


Figura 4.8.2.1 Angolo di inclinazione della forcella rispetto alla verticale.

Noto l'angolo tra la verticale e la forcella è possibile, scelta la forza da applicare, scomporre la forza orizzontale applicata al modello reale nelle due componenti lungo l'asse X e Y del sistema di riferimento fisso in ANSYS.

E' tuttavia necessario tener conto che oltre alla forza orizzontale applicata vi sarà una componente di forza verticale necessaria ad annullare i momenti, prima di poterla considerare trascurabile bisogna capire l'entità di tale forza. Oltre alla lunghezza della forcella e dell'angolo, quindi è doveroso misurare le altezze tra il punto di applicazione della forza e l'asse della ruota posteriore che funge da cerniera attorno al quale può, eventualmente ruotare il telaio qualora non sia allineato al punto di applicazione della forza. Le quote che sono state rilevate sono mostrate in figura 4.8.2.2.



Corsie della slitta	H1	205	mm
Punto di applicazione forza	H2	220	mm
Asse ruota posteriore	H3	245	mm
Asse ruota anteriore	H4	285	mm
Interasse	l	1170	mm

Figura 4.8.2.2. Quote prese come riferimento e tabella con valori misurati

Si può notare come l'altezza a cui è applicata la forza orizzontale (H2) sia differente dall'altezza dell'asse della ruota posteriore, la differenza tra le due quote forma un braccio (b_v) per la forza orizzontale che genera un momento. Tale momento si calcola moltiplicando la forza orizzontale per questo braccio

$$M = F_o * b_v \quad (12)$$

Dove $b_v = 245-220 = 25\text{mm}$ è appunto il braccio dato dalla differenza tra H3 ed H2 ed F_o è la forza orizzontale applicata al telaio, tale forza non risulta essere costante nelle prove.

Per conservare l'equilibrio vi dovrà essere una forza verticale che bilanci tale momento in modo da far risultare la sommatoria dei momenti nulla. Tale forza verticale sarà moltiplicata per un braccio orizzontale per ottenere un momento che dovrà essere uguale e contrario al momento generato dalla forza orizzontale in modo da ottenere l'uguaglianza

$$M = F_o * b_v + F_v * b_o = 0 \quad (13)$$

Di questa equazione sono note la forza orizzontale F_o , che varia durante la prova ma di cui si conoscono tutti i valori applicati, il braccio verticale b_v e il braccio orizzontale b_o pari all'interasse l ; è possibile quindi ricavare la costante di proporzionalità che lega le due forze che è data dal rapporto tra i due bracci, in particolare, nel caso in esame è nota la forza orizzontale che si applica, la corrispondente forza verticale associata è data da :

$$|F_v| = \frac{b_v}{b_o} F_o = \frac{25}{1170} F_o = 0.021 F_o \quad (14)$$

Il rapporto delle due forze rimane costante al variare della forza orizzontale applicata, tuttavia a causa dell'enorme differenza dei due bracci, la differenza tra i due moduli è notevole, infatti per esempio se si applicasse una forza orizzontale pari a $F_o = 500\text{ N}$ si otterrebbe una $F_v = 10,7\text{ N}$. Risulta quindi lecito pensare che la forza verticale risulti trascurabile nei confronti della forza orizzontale, tuttavia per una miglior attinenza alla realtà si preferisce tenerne conto.

Come già accennato nel paragrafo 3.6 sull'analisi dei dati ricavati dalla centralina IMC è stato osservato che il telaio, in tutto il range di forze applicato, si trova nella zona di comportamento lineare elastico dove si hanno appunto deformazioni elastiche che, una volta rimosso il carico, vengono completamente recuperate, ciò consente l'utilizzo dei soli parametri elastici del materiale quali E , ν precedentemente inseriti. Potendo assumere l'ipotesi di linearità del comportamento è possibile applicare un qualsiasi valore di forza tra quelli testati nel caso reale per potersi ricavare la retta di comportamento del materiale per tutti i punti compresi nell'intervallo. Ecco che per quanto riguarda l'applicazione della forza sarà sufficiente trovare un punto solo del diagramma forza-deformazione per riuscire poi a ricavarsi la retta che legghi queste due quantità nel modello FEM poiché la linearità è assicurata.

Il carico preso in considerazione, in modo puramente arbitrario purché scelto all'interno del comportamento lineare elastico del materiale, è $F_o = 500\text{ N}$ e di conseguenza $F_v = 10.7\text{ N}$. Prima di poter applicare queste due forze è necessario scomporre lungo le due direzioni in modo da ottenere per entrambe le forze la componente parallela alla forcella e che nel modello risulterà essere orientata in direzione Y e la componente perpendicolare che risulta essere orientata secondo l'asse X del sistema di riferimento fisso del modello(figura 4.7.2.3).

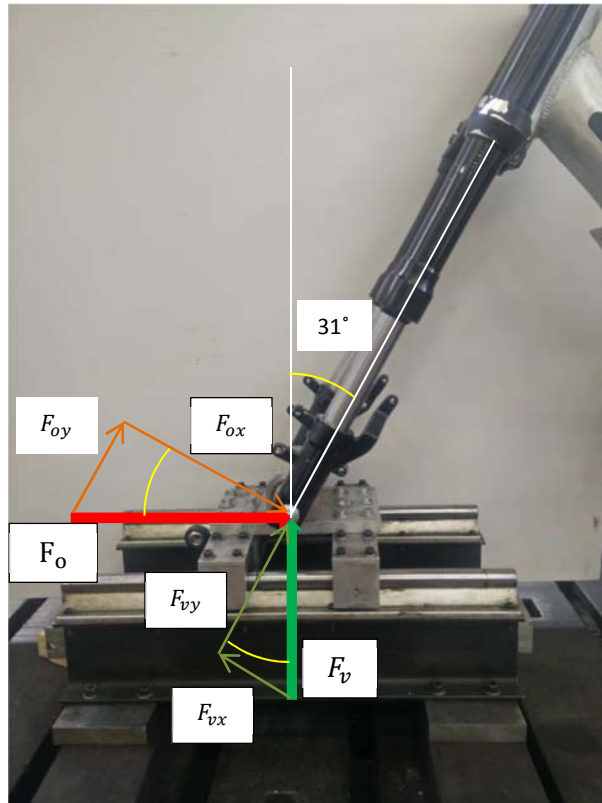


Figura 4.7.2.3. Scomposizione delle forze orizzontale e verticale lungo le due componenti parallela (y) e perpendicolare (x) rispetto alla forcella.

Com'è visibile dalla figura 4.7.2.3 i tre archi gialli sono tutti uguali e pari a 31° , è quindi possibile calcolare le componenti lungo Y, quindi parallele alla forcella, e lungo X, ortogonali alla forcella, tramite i seguenti passaggi trigonometrici:

$$F_{ox} = F_o \cos(31^\circ) \quad (15a)$$

$$F_{oy} = F_o \sin(31^\circ) \quad (15b)$$

$$F_{vx} = F_v \sin(31^\circ) \quad (16a)$$

$$F_{vy} = F_v \cos(31^\circ) \quad (16b)$$

Come si può notare dalle immagini le due componenti parallele alla forcella (F_{oy} , F_{vy}) risultano essere concordi mentre le due componenti ortogonali (F_{ox} , F_{vx}) risultano essere opposte.

$$\begin{array}{l} F_o = 500 \text{ N} \\ F_v = 11 \text{ N} \end{array} \longrightarrow \begin{array}{l} F_x = 422.9 \text{ N} \\ F_y = 266.9 \text{ N} \end{array} \quad (17a)$$

$$(17b)$$

Ora che sono note le forze lungo le due componenti X e Y è possibile applicarle al nodo di estremità della BEAM che funge da forcella (figura 4.7.2.4).

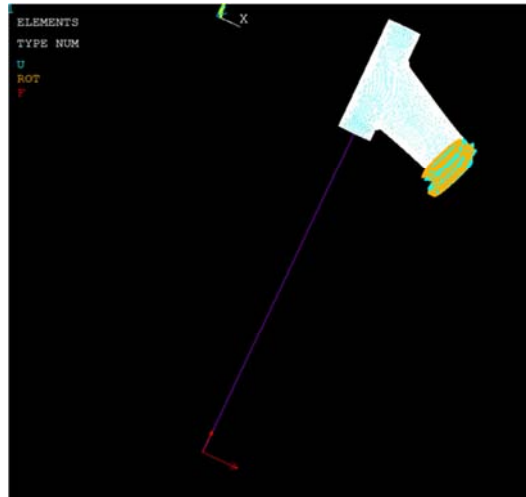


Figura 4.7.2.4. Modello vincolato e con carichi applicati.

Capitolo 5: Analisi dei risultati

5.1 Primi risultati

Tramite la centralina IMC e tramite gli estensimetri applicati al telaio sono state misurate le deformazioni subite dall'alluminio in seguito all'applicazione di diversi valori di carico. Dall'analisi FEM del modello creato e risolto si vuole andare a leggere le corrispondenti quantità ottenute dal software così da poterle confrontare con le grandezze ottenute nel caso reale. Osservando l'analisi delle misurazioni reali fatte si è visto che vi è un comportamento lineare che tuttavia non porta a valori tutti identici di deformazione, bensì si hanno delle oscillazioni piuttosto contenute delle deformazioni, inoltre il modello creato al computer è solo una parte del telaio ed è stato vincolato e completato assumendo alcune semplificazioni, ecco che ci si deve aspettare che il confronto tra le deformazioni ottenute nei due modi non porti a valori esattamente coincidenti ma che ci sia una leggera discrepanza che dovrà tuttavia essere il più possibile contenuta affinché i risultati dell'analisi agli elementi finiti si possano ritenere validi e possano essere considerati giusti.

Quando si effettua un'analisi FEM il primo controllo che è possibile effettuare è quello sulla deformazione subita. Il software consente sia la visualizzazione del modello deformato in seguito all'applicazione della forza, sia un video che mostra gradualmente la deformazione partendo dal modello indeformato a cui gradualmente venga applicata la forza fino a completa deformazione; per osservare il video è possibile andare sulla barra degli strumenti e selezionare :

PlotCtrls → Animate → Deformed Shape

In questo modo è possibile controllare se la deformazione risulta essere coerente con quanto ci si aspetta. Osservando l'animazione nel modello si è notata un'elevata deformazione della BEAM che funge da forcella a causa della poca rigidezza dovuta all'esilità della sua sezione (figura 5.1.1).

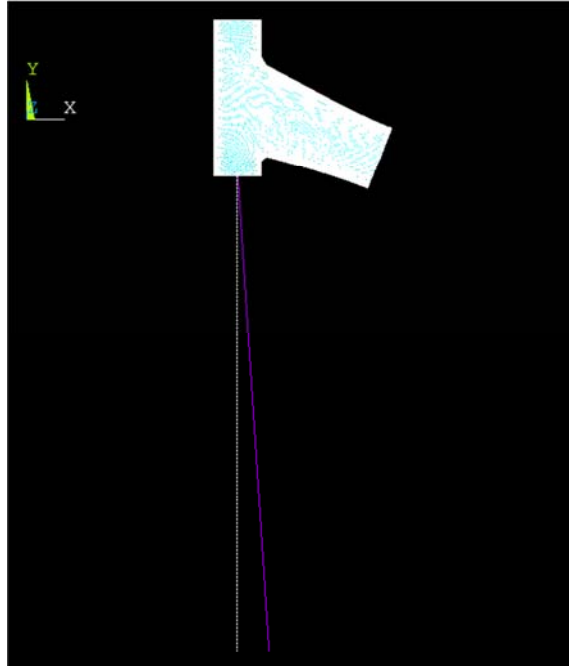


Figura 5.1.1 Deformazione ottenuta con raggio forcella paria a $R = 10$ mm.

Ciò nonostante è stata effettuata una prima analisi dei risultati per quantificare la differenza tra i valori.

Per poter rilevare le medesime deformazioni lette degli estensimetri è necessario creare un sistema di riferimento locale il cui asse X sia perfettamente allineato con la generatrice del tubolare del telaio su cui sono disposti gli estensimetri. Quindi per prima cosa si posiziona il Working Plane sul keypoint che individua l'intersezione tra la generatrice del tubolare su cui sono posizionati gli estensimetri e il piede della saldatura appoggiato sul tubolare del telaio con l'asse WX allineata con la generatrice (figura 5.1.2).

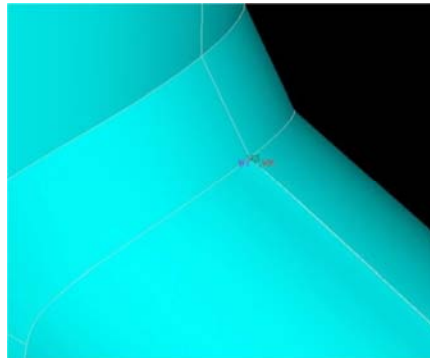


Figura 5.1.2. Posizionamento del Working plane per la creazione del path della parte superiore

Le deformazioni lette dagli estensimetri si riferiscono a quelle che nel modello si ottengono lungo l'asse WX del Working Plane. Quindi è necessario creare un sistema di riferimento locale da utilizzare, sulla barra degli strumenti e si segue il percorso :

Workplane → *Local Coordinate System* → *Create Local CS* → *At WP Origin*

La finestra che compare richiede la definizione del nome di tale sistema di coordinate, che verrà chiamato 11. Fatto ciò è necessario indicare che la soluzione venga esplicitata rispetto a tale sistema :

General Postprocessor → *Options for Outp*

Nella finestra che compare bisogna selezionare per “local system” alla voce “results coordinate system” e il numero con cui è stato chiamato il sistema locale di riferimento, che in questo caso è “11”, alla voce “Local system reference no” e si conferma la scelta.

Per poter leggere le deformazioni lungo WX, cioè l’asse X del nostro sistema di riferimento locale è necessario creare un “PATH” nella quale siano indicate le deformazioni dei nodi posizionati lungo la generatrice, una volta listati i valori è possibile andare a leggere il valore alla distanza in cui si trovano gli estensimetri rispetto al piede così da ottenere il valore che dovrà essere confrontato. Visto il posizionamento utilizzato per il Working Plane l’origine è esattamente situata sul piede del cordone che è esattamente il punto da cui sono state prese le distanze degli estensimetri. La distanza tra i nodi dipende dalla dimensione della mesh e nel caso in esame il centro degli estensimetri è situato in un tratto compreso tra due nodi, quindi sono state prese le distanze dei due punti all’interno delle quali sarebbero posizionati gli estensimetri nel modello FEM e sono stati mediati i valori, stesso procedimento è stato fatto per le deformazioni misurate. Dopo aver registrato i valori del modello nel software sono stati confrontati con i valori misurati tramite la centralina IMC (tabella 5.1)

	Loc Sup	Nom Sup	Loc Inf	Nom Inf
d [mm]	9,36665	73,0595	6,85365	34,268
μ€ FEM	93,1785	155,645	-266,17	-188,065
μ€ Reale	153	136	-208	-146
% err	-39,10	14,44	27,97	28,81

Tabella 5.1. La tabella indica le distanze dai piedi di saldatura, i valori di μ€ forniti dal software, i valori misurati tramite gli estensimetri e la percentuale dell’errore.

Per quanto riguarda i valori di deformazione degli estensimetri posti nella parte inferiore è stato eseguito lo stesso procedimento posizionando il Working Plane sul piede della saldatura posto in posizione diametralmente opposta al precedente. Per quanto riguarda gli errori sono stati calcolati con il seguente procedimento :

$$\%err = \left(\frac{\mu\epsilon_{Reale}}{\mu\epsilon_{FEM}} - 1 \right) * 100 \quad (18)$$

Quindi un valore negativo sta ad indicare un valore inferiore della deformazione ottenuta dal software nei confronti del valore reale misurato.

Osservando la tabella 6.1 si nota come vi siano degli errori decisamente elevati, oltre il 25 % per tre dei quattro estensimetri. Per ovviare a tale problema e tentare di ridurre tali errori è stato necessario cercare di modificare il modello, il primo tentativo è stato quello di vedere se modificando il raggio delle BEAM si ottenesse un qualche beneficio.

5.2 Imposizione con raggio delle BEAM (R) variabile

Sono state effettuate modifiche al modello facendo aumentare le dimensioni del raggio delle BEAM R. Il valore inizialmente usato nel modello è stato R = 10mm, aumentando tale valore si considera un aumento della rigidità di tali elementi trasmettendo una maggior quantità di forza al canotto di sterzo senza che venga smaltita da una deformazione locale della forcella e dei cuscinetti formati da tali BEAM. I valori sono stati aumentati in modo crescente arrivando a valori del raggio senza nessun senso fisico che rappresentassero degli elementi con rigidità infinite.

I valori del raggio utilizzate sono :

- R = 50 mm
- R = 100 mm
- R = 500 mm
- R = 1000 mm

Il resto del modello è stato mantenuto, quindi sono stati mantenuti i vincoli applicati alle aree dello spessore del tubolare del telaio e al nodo estremo della BEAM rappresentante la forcella sono state applicate le due forze tali da ottenere una forza totale pari a $F = 500$ N. In seguito sono stati confrontati i valori di deformazione ottenuti tra di loro e con i valori ottenuti dalla prima analisi dove è stato posto $R = 10$ mm. Aumentando la rigidezza di tali elementi si è notato come si sia ottenuto un buon miglioramento dei risultati (figura 5.2.1)

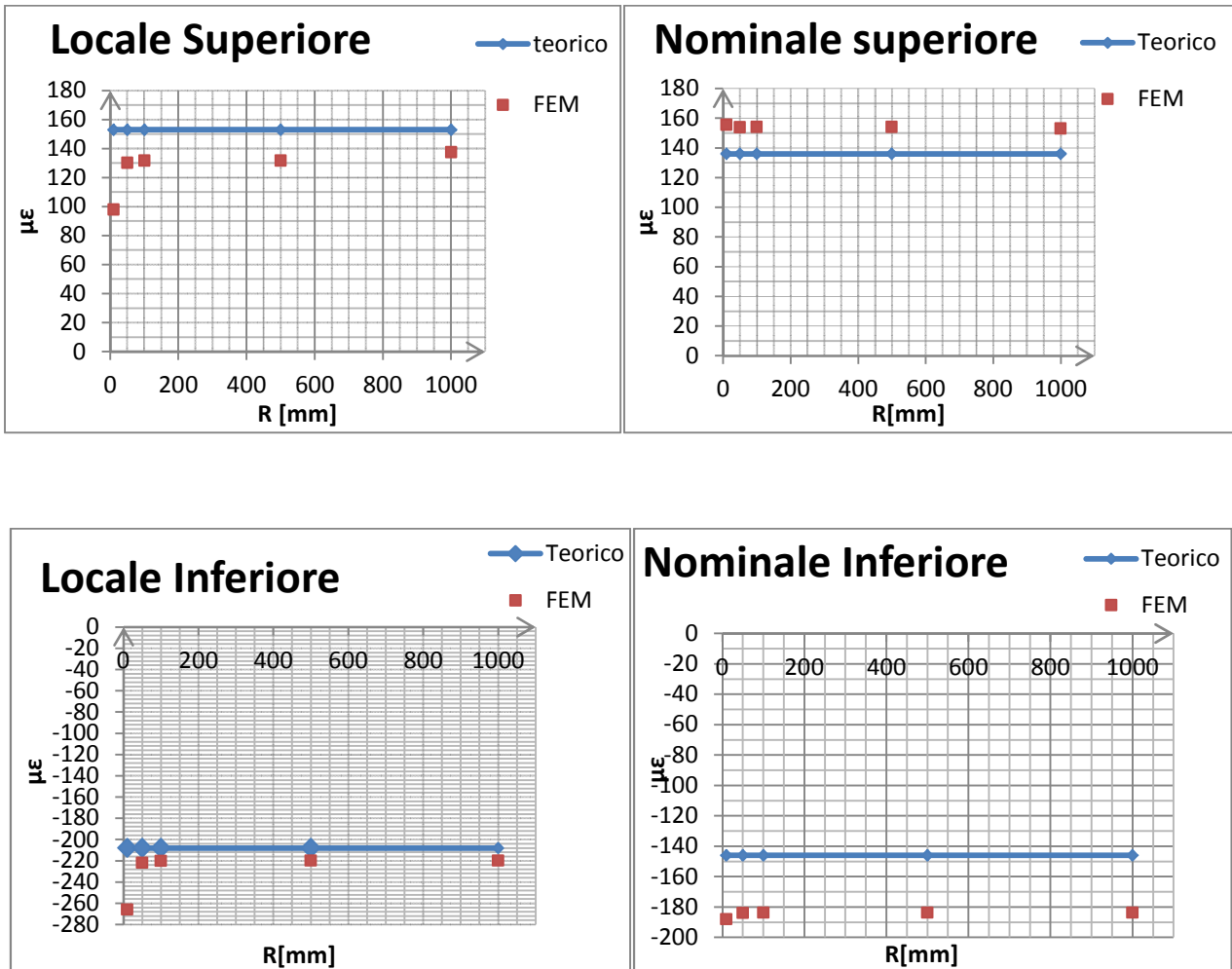


Figura 5.2.1. Variazione dei risultati ottenuti nel software modificando il raggio R.

E' possibile notare come per tre dei quattro valori si riesca a ridurre notevolmente il valore avvicinandosi ai valori reali. L'unico punto in cui si rimane su un valore abbastanza alto dell'errore è quello in prossimità dell'estensimetro Nominale Inferiore che presenta ancora un valore decisamente elevato (tabella 5.2).

	R1000	R10
Fo+Fv	% err	% err
	RAGGERA	RAGGERA
Loc Sup	-14,93	-39,10
Nom Sup	11,49	14,44
Loc Inf	4,29	27,97
Nom Inf	23,78	28,81

Tabella 5.2. Variazione dell'errore, a parità di modello, per raggi delle BEAM di 1000 mm e di 10 mm.

Il valore del raggio $R = 1000$ mm non ha alcun significato fisico, questa verifica è servita per capire che aumentando la rigidezza della forcella si ottiene una condizione più vicina a quella che si ha nel caso reale.

Con i valori di deformazione ottenuti per BEAM con rigidezze infinite sono state infine create delle rette che rappresentano il comportamento del modello per i rimanenti valori di forza, così da vedere quanto la retta relativa all'analisi FEM discostasse dalla retta reale. I risultati ottenuti sono mostrati in figura 5.2.2.

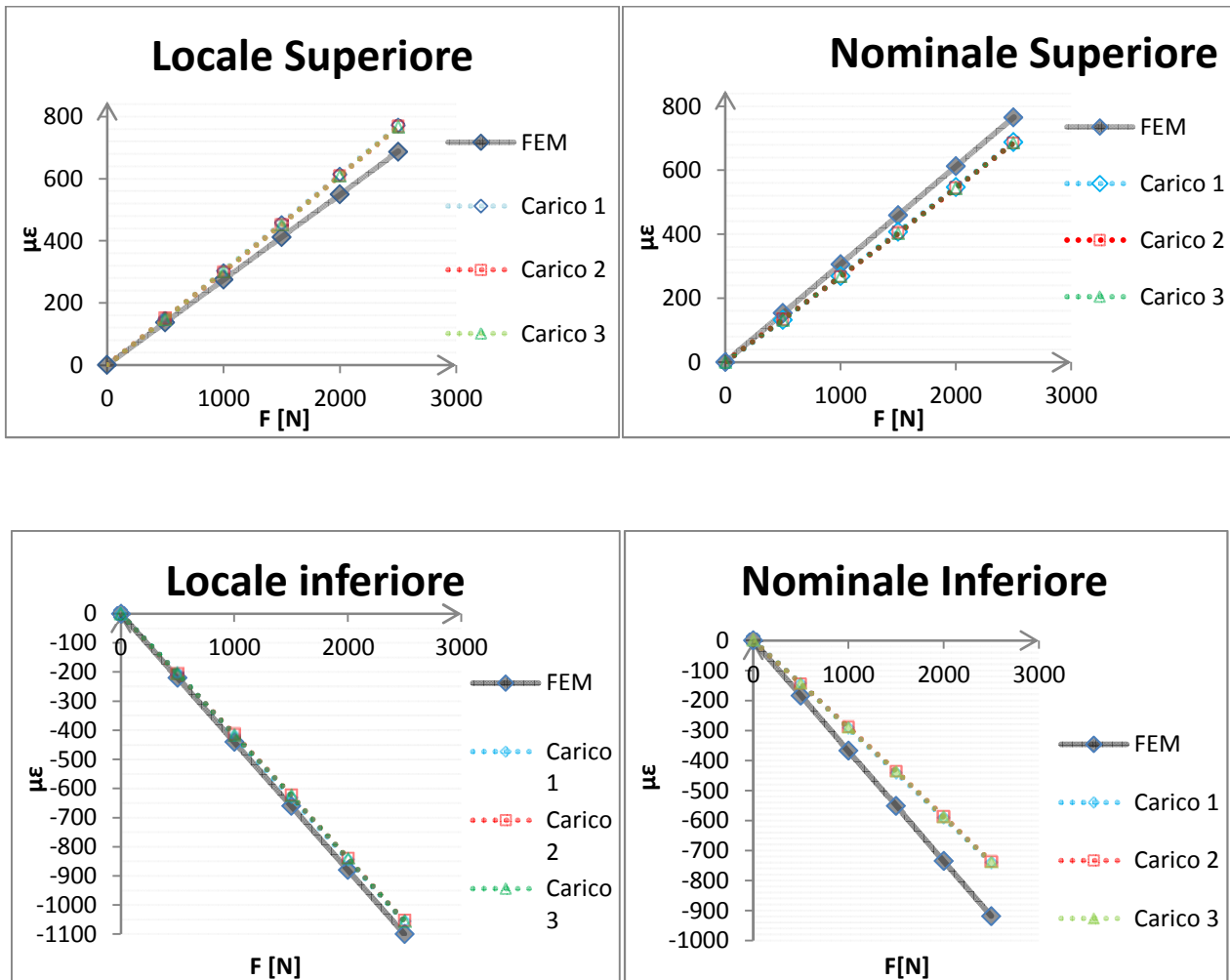


Figura 5.2.2. Rette FEM per i valori di forza considerati sfruttando la lineare elasticità del materiale confrontata con i valori ottenuti tramite gli estensimetri.

Dai grafici si nota come le rette riferite all'estensimetro Nominale Inferiore siano quelle che si discostano maggiormente rispetto alle altre, questo scostamento che non si è ridotto aumentando le rigidezze delle BEAM è abbastanza singolare e necessita di un approfondimento poiché è probabilmente dovuto a una delle semplificazioni fatte.

5.3 Stima del PSM con R = 1000 mm

Visto la maggior vicinanza dei risultati ottenuti con questa modifica al caso reale si è deciso di prendere a riferimento i dati ottenuti da questa condizione per il proseguo delle analisi. Ricapitolando quindi le successive analisi sono state effettuate sul modello che presenta le seguenti caratteristiche:

- Raggiere di BEAM di 360°
- Unica BEAM che rappresenti la forcella
- Raggio della sezione delle BEAM R = 1000 mm
- Forza applicata totale F = 500 N

A partire da questo modello per l'applicazione del Peak Stress Method è necessario tener conto che per questo modello la saldatura corre lungo tutto il perimetro esterno del tubolare del telaio e che lungo la saldatura vi sono diversi punti critici, ossia tutti i punti appartenenti al piede della saldatura e tutti i punti appartenenti alla radice della saldatura. Per poter fare una stima del metodo sarà quindi necessario considerare tutti i nodi appartenenti a questi due profili. Andando a considerare le prove a fatica effettuate con test reali sui telai è stato evidenziato che le zone di innesco della cricca sono situate nella parte superiore e inferiore del telaio, non nelle zone intermedie, inoltre vi sono state cricche innescate soprattutto dalla radice (figura 5.3.1).



Figura 5.3.1. Esempi di rottura ottenuti da test a fatica effettuati sui telai.

Per quanto riguarda il posizionamento dell'innesco si sono avute, su un totale di otto telai testati, sei rotture nella parte inferiore e solamente due nella parte superiore, invece per quanto riguarda il punto di innesco della cricca apparentemente sembra che siano tutte scaturite per la maggior parte dal lato radice, tuttavia un paio dei telai analizzati e sezionati hanno subito una nuova saldatura e hanno reso difficoltosa l'individuazione certa del punto esatto di innesco. Di conseguenza, tenendo ben presente come i dati utilizzati di seguito siano affetti da errori non trascurabili, ci si aspetta che la stima dei valori di picco porti ad indicare come i punti maggiormente sollecitati siano nella parte superiore e inferiore e si ipotizza che vi possa essere una leggera predominanza della tensione in corrispondenza della radice rispetto al piede, anche dovuta al fatto che variano gli angoli e di conseguenza i gradi di singolarità per le tensioni percepite nelle due zone. Infatti in corrispondenza della radice si ha un angolo pari a 0° che comporta valori di singolarità "massimi" per modo I e modo II mentre in corrispondenza del piede, che presenta un angolo pari a 135° , si ha una singolarità di modo I inferiore e addirittura una singolarità di modo II che non viene presa in considerazione visto che l'angolo supera i 102° , angolo massimo in cui si considera il modo II di sollecitazione.

5.4 Peak Stress Method TETRA lato piede

Per poter utilizzare tale metodo per prima cosa è necessario che siano verificate particolari condizioni:

- Comportamento lineare elastico
- Rapporto $(t/d)_{min} = 1$

Dove con t si indica lo spessore del tubolare e con d la dimensione media dell'elemento, quella chiamata "Global element size". La condizione riguardante il comportamento del materiale rimane valida anche andando ad analizzare la radice, mentre per quanto riguarda il rapporto delle dimensioni si è già visto che esso cambia richiedendo una mesh più fitta.

Lo spessore del tubolare è $t = 5 \text{ mm}$ di conseguenza sarebbe sufficiente utilizzare una mesh con $d = 5 \text{ mm}$, tuttavia si è scelto di utilizzare una mesh con $d = 2.5 \text{ mm}$. In seguito a tale valore poi vi sono una serie di valori ulteriori da considerare, tali valori sono legati al tipo di sollecitazione, in particolare visto che si sta trattando la zona del piede della saldatura l'angolo è pari a 135° e quindi, come detto, il modo II non viene considerato, tuttavia è necessario considerare i modi I e III. Tali parametri sono stati tutti precedentemente calibrati per assicurare l'attendibilità utilizzata con tale software. I parametri che vengono utilizzati dal metodo sono :

- K_{FE}^* , K_{FE}^{***} tali costanti dipendono dal software, dalla tipologia dell'elemento e dalla conformazione della mesh, il numero degli * indica il modo di sollecitazione a cui si riferisce
- $\Delta\%$, è la percentuale di oscillazione del valore di K_{FE}^* e K_{FE}^{***} ottenuti dalla calibrazione
- λ_i , sono gli autovalori delle equazioni di Williams che servono ad indicare il grado di singolarità della distribuzione delle tensioni al variare dell'angolo di apertura dell'intaglio, $i = 1,2,3$ indica il modo I, II, III del tipo di sollecitazione
- e_i , sono i parametri che sintetizzano la dipendenza dall'angolo di apertura, $i = 1,2,3$ con riferimento al modo di sollecitazione
- ν , modulo di Poisson
- R_0 , raggio di controllo per giunti saldati in alluminio
- $f_{w,i}$, fattori correttivi che dipendono dai valori utilizzati per i parametri sopraelencati e dalla dimensione della mesh utilizzata, $i = 1,2,3$ in base al modo di sollecitazione e che si calcolano per mezzo delle seguenti equazioni :

$$f_{w1} = K_{FE}^* \sqrt{\frac{2e_1}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{(1-\lambda_1)} \quad (19)$$

$$f_{w2} = K_{FE}^{**} \sqrt{\frac{2e_2}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{(1-\lambda_2)} \quad (20)$$

$$f_{w3} = K_{FE}^{***} \sqrt{\frac{2e_3}{1-\nu^2}} \cdot \left(\frac{d}{R_0}\right)^{(1-\lambda_3)} \quad (21)$$

La maggior parte di tali parametri dipendono dal modo di sollecitazione, ad eccezione di ν , R_0 che dipendono esclusivamente dal materiale, quindi, in generale, vi sarà un valore per ogni modo di sollecitazione che è applicato al modello. In questo momento si sta considerando la saldatura nel lato piede dove vi possono essere modo I e modo III di sollecitazione mentre il modo II non viene considerato. Di conseguenza i valori di tali grandezze saranno riferiti esclusivamente a questi due casi.

Per sollecitazioni di modo I sono stati utilizzati i seguenti valori (tabella 5.4.1)

K_{FE}^*	1,21	
$\Delta\%$	+/- 10%	
λ_1	0,674	
e_1	0,113	
ν	0,33	
R_0	0,12	mm
f_{w1}	1,64	

Tabella 5.4.1. Valori dei parametri utilizzati per modo I di sollecitazione

Per il modo III quelli riportati in tabella 5.4.2 :

K_{FE}^{***}	1,75	
$\Delta\%$	+/- 5%	
λ_3	0,8	
e_3	0,265	
ν	0,33	
R_0	0,12	mm
f_{w3}	2,48	

Tabella 5.4.2. Valori dei parametri utilizzati per il modo III di sollecitazione.

Ora che sono stati definiti i valori dei parametri è possibile andare ad analizzare i dati ottenuti dall'analisi FEM. Per ottenere i risultati del valore di picco per il metodo il primo passo è quello di andare a leggere i valori delle tensioni nei punti appartenenti al piede di tutta la saldatura. Una volta risolto il modello quindi si crea un "PATH" definito selezionando tutti i nodi appartenenti alla linea del piede della saldatura della geometria. Tale lista di valori viene definita per mezzo dei nodi appartenenti al profilo considerato, è necessario quindi individuare il metodo con cui sono stati presi i nodi per ritrovare i medesimi risultati nei medesimi nodi. In questo lavoro per la definizione della coordinata curvilinea si è fatta la selezione dei nodi mostrata in figura 5.4.1

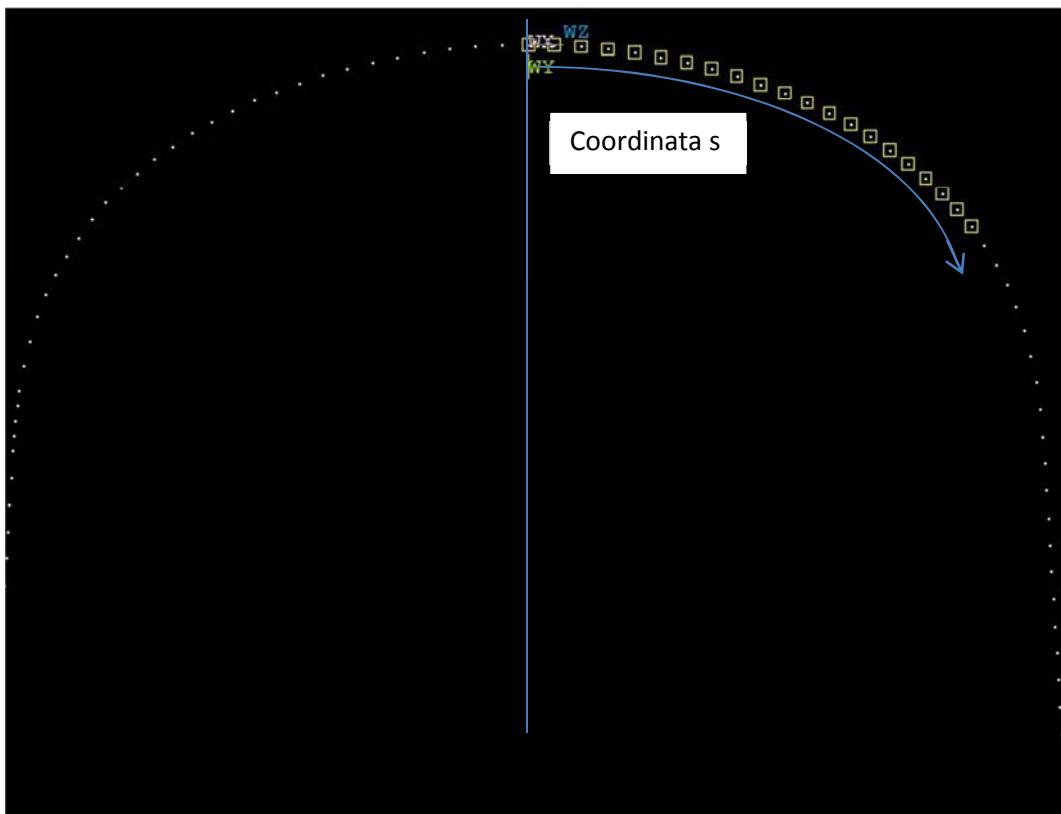


Figura 5.4.1 Definizione della coordinata s utilizzata per la definizione del "PATH" s(0) corrisponde al nodo posto nella parte superiore del piede della saldatura appartenente al piano di simmetria del canotto di sterzo.

Si crea una lista dei valori delle tensioni ottenuti, per questo caso è sufficiente considerare la tensione principale σ_{11} riferita al sistema di riferimento fisso, tuttavia è necessario considerare anche la tensione σ_{33} poiché per il successivo calcolo della tensione di picco equivalente si andrà a considerare il modulo della tensione principale massima. Una volta ottenuti i valori delle tensioni di ogni nodo del profilo appartenente al

piede bisogna prestare particolare attenzione al fatto che il metodo è stato calibrato esclusivamente sui nodi di vertice degli elementi della mesh, mentre i nodi di cui sono state annotate le tensioni appartengono ai vertici tra due elementi ma anche al centro del lato di un elemento, tali nodi risultano alternati, quindi è consigliabile considerare quelli appartenenti ai vertici, inoltre i nodi appartenenti al piano di simmetria risultano essere affetti da effetti di simmetria, per ovviare a tali problemi, oltre a considerare i punti in maniera alternata, i valori delle tensioni nei nodi vengono mediate tra tre punti consecutivi. Quindi ogni tre punti verranno calcolate una $\bar{\delta}_{11,avg}$ e una $\bar{\delta}_{33,avg}$ attraverso le seguente equazione

$$\bar{\sigma}_{ij,peak, n=k} = \frac{\sigma_{ij,peak,n=k-1} + \sigma_{ij,peak,n=k} + \sigma_{ij,peak,n=k+1}}{3} \quad (22)$$

Si calcolano quindi i valori medi delle tensioni principali mediate per tutti i nodi del path, a partire da tali valori si va a calcolare la

$$\sigma_{eq,peak} = \sqrt{f_{w1}^2 \cdot |\sigma_{ii}|_{max}^2} \quad (23)$$

per tutti i nodi del piede, nella seguente figura 5.4.2 sono evidenziati i valori delle tre tensioni in funzione della coordinata s precedentemente definita.

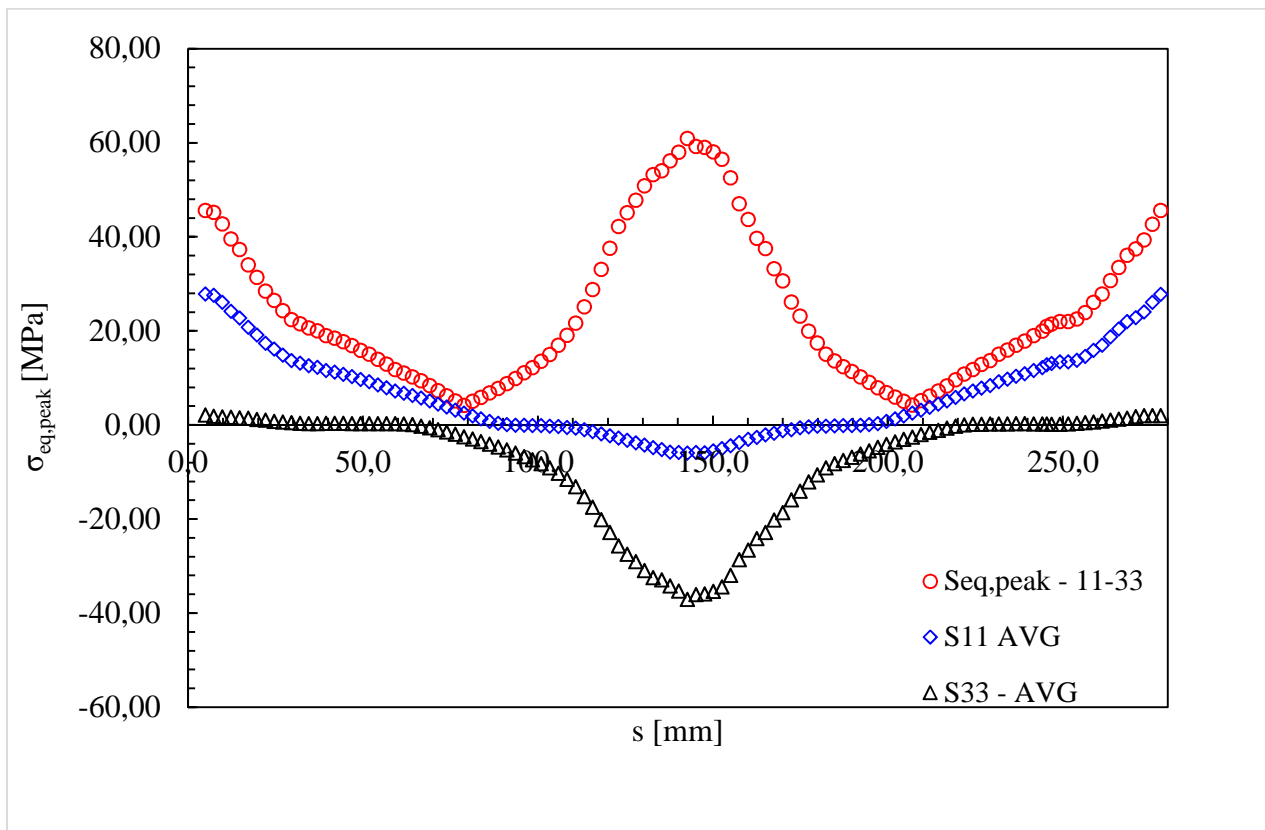


Figura 5.4.2 Grafico dei valori di tensione principali $\bar{\delta}_{11}$, $\bar{\delta}_{33}$ e la $\bar{\delta}_{eq,peak}$ ottenuta dalle prime due per il lato piede.

Osservando la figura si nota come la curva rappresentativa dello stato di tensione equivalente (la curva rossa) abbia gli estremi con dei massimi relativi che sono situati sull'asse di simmetria nella parte superiore, mentre il massimo assoluto della curva si trovi a circa la metà della coordinata s, che corrisponde al punto sull'asse di simmetria ma situato nella parte inferiore della saldatura in totale accordo con i dati in quanto la maggior parte delle rotture sono state ottenute appunto nella parte inferiore. Alla luce di questo risultato rimane di fondamentale importanza fare la stessa analisi sul lato radice così poi da confrontare i risultati e

vedere il punto o i punti critici riferiti alla radice e confrontare i valori di tensione per capire se siano più sollecitati o meno sollecitati.

5.5 Peak Stress Method TETRA lato radice

Nel paragrafo 5.4 è stata analizzata la saldatura dal lato piede, questa zona risulta di più facile analisi, infatti il grado di apertura è di 135° e quindi tale zona subisce sollecitazioni esclusivamente di modo I e modo III poiché il grado di singolarità del modo II risulta essere negativo e quindi tale sollecitazione non viene considerata. Dal lato radice invece l'angolo di apertura dell'intaglio è circa nullo, questa condizione risulta essere notevolmente più gravosa rispetto alla precedente in quanto non solo è necessario considerare tutti e tre i modi di sollecitazione ma anche i gradi della singolarità delle distribuzioni delle tensioni all'apice dell'intaglio risultano essere massimi e di conseguenza tale zona risulterà essere molto più sensibile ai valori delle tensioni.

Per poter applicare il metodo anche in questo caso è necessario rispettare delle condizioni che risultano essere più gravose rispetto a quelle necessarie per l'analisi del lato piede.

Se da una lato bisogna assicurare il comportamento lineare elastico esattamente come fatto per lo studio del lato piede, in questa situazione per la creazione della mesh si va a considerare un rapporto $(a/d)_{\min,root} = 3$ e quindi la mesh risulta essere più raffinata di prima con una dimensione media degli elementi pari a $d = 1.6$ mm. Gli elementi utilizzati per discretizzare la geometria sono gli stessi, quindi i parametri da prendere in considerazione sono i medesimi del caso precedente con la differenza che in questo caso andranno considerati anche i parametri relativi al modo II di sollecitazione. Per la definizione dei parametri si rimanda al paragrafo precedente dove sono stati descritti, nella successiva tabella 5.5.1 ci si limita ad indicare i valori utilizzati per il modo I, II e III rispettivamente.

MODO I		MODO II		MODO III	
K_{FE}^*	1,01	K_{FE}^{**}	1,63	K_{FE}^{***}	1,37
$\Delta\%$	+/- 15%	$\Delta\%$	+/- 20%	$\Delta\%$	+/- 10%
λ_1	0,5	λ_2	0,5	λ_3	0,5
e_1	0,125	e_2	0,337	e_3	0,423
ν	0,33	ν	0,33	ν	0,33
R_0	0,12[mm]	R_0	0,12 [mm]	R_0	0,12
f_{w1}	1,95	f_{w2}	5,18	f_{w3}	4,87

Tabella 5.5.1. Parametri utilizzati durante l'elaborazione delle tensioni al lato radice.

Una prima analisi dei risultati è stata fatta in maniera analoga di quanto fatto con il lato piede, sono quindi state acquisite le tensioni principali σ_{11} e σ_{33} che sono state trattate in maniera del tutto analoga a quanto fatto nel caso precedente, creando un path, calcolando il valore medio delle tensioni (eq. P) e convertendo tali valori in tensioni equivalenti di picco (q) e i risultati sono stati confrontati con i valori rilevati relativi al piede (figura 5.5.1).

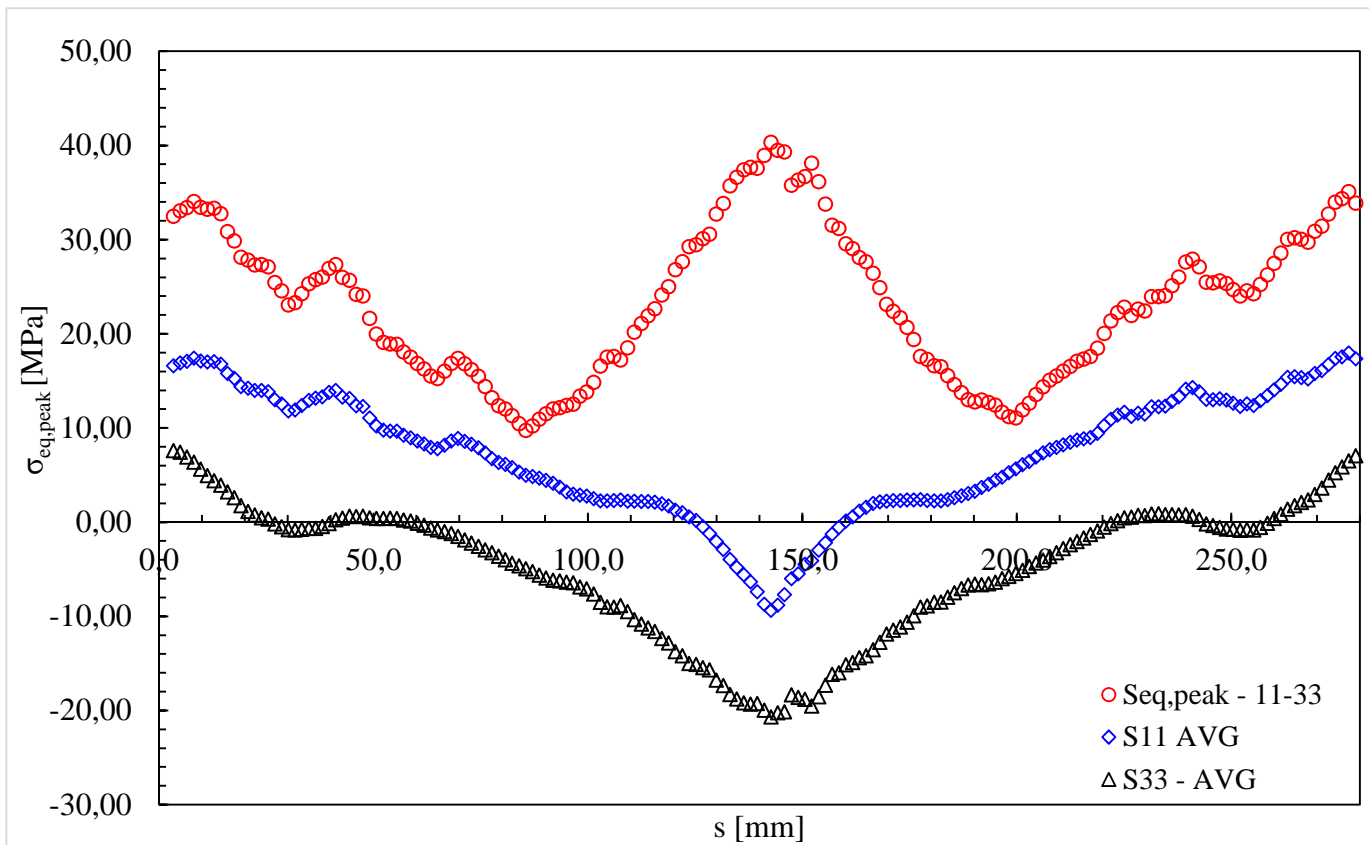


Figura 5.5.1. Grafico dei valori di tensione principali $\bar{\sigma}_{11}$, $\bar{\sigma}_{33}$ e la $\bar{\sigma}_{eq,peak}$ ottenuta dalle prime due per il lato radice.

L'andamento dal lato radice andando a considerare le tensioni principali risulta essere analogo a quello relativo al lato piede, con massimi relativi nella zona superiore della saldatura e massimo assoluto in corrispondenza della parte inferiore. E' quindi possibile confrontare le curve ottenute per i due profili per una prima rapida stima del punto più sollecitato (figura 5.5.2)

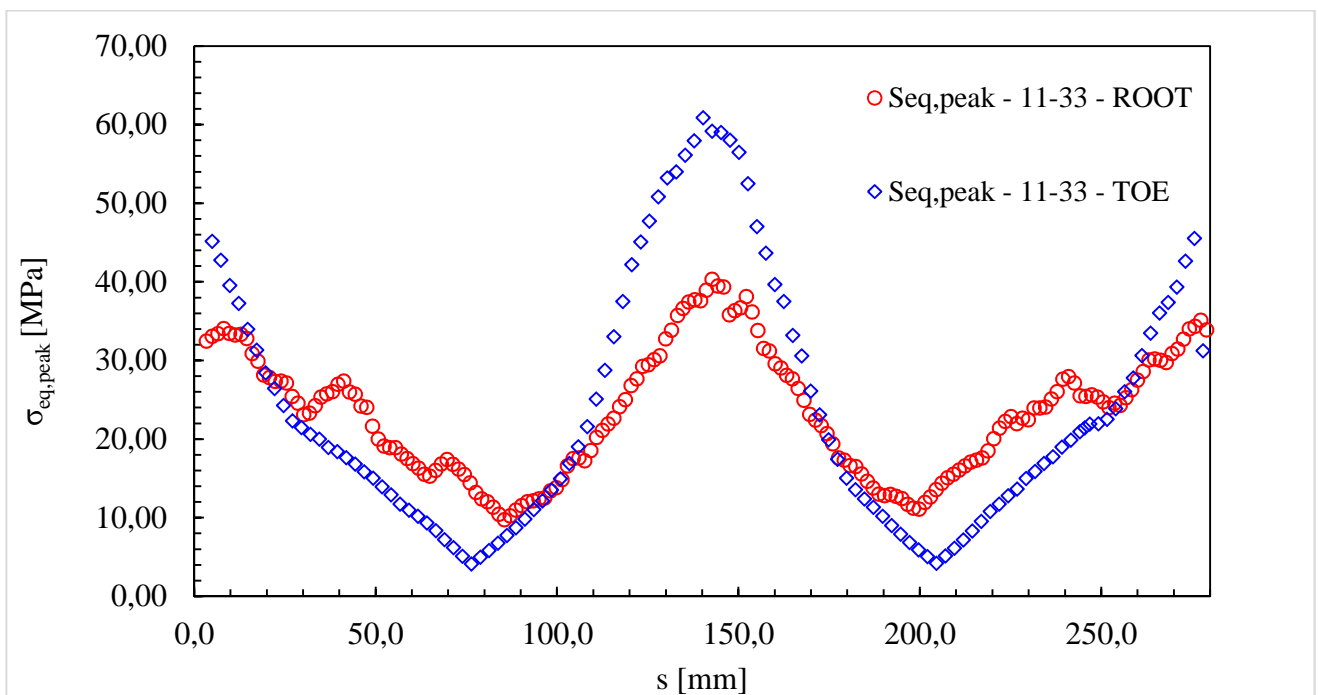


Figura 5.5.2 confronto dei risultati ottenuti in termini di tensioni principali tra lato piede e lato radice.

Da una prima analisi si potrebbe pensare che il lato piede risulti più sollecitato infatti osservando il diagramma si ottengono dei valori per le tensioni di

- $\sigma_{eq,peak,toe,max} \approx 60 \text{ MPa}$
- $\sigma_{eq,peak,root,max} \approx 40 \text{ MPa}$

Tuttavia questo tipo di analisi porta a risultati ottenuti per mezzo di considerazioni non corrette, infatti andando a considerare le sole tensioni principali viene presa in considerazione una combinazione dei carichi di modo I e II che viene moltiplicata per il fattore correttivo relativo al solo modo I (f_{w1}), questa condizione può ritenersi valida dal lato piede avendo una componente di modo II decisamente inferiore rispetto a quella di modo I, così facendo si ottiene una leggera maggiorazione del carico agente mettendosi in condizioni di vantaggio di sicurezza, nel lato radice invece applicare la stessa regola non è più consentito poiché entrambi i modi di carico hanno massima singolarità a causa dell'angolo di apertura nullo, $2\alpha = 0$. Per il calcolo della tensione equivalente di picco relativa al lato radice è necessario individuare il sistema di riferimento locale relativo all'intaglio e andare a considerare separatamente i valori di modo I e modo II così da moltiplicarli per il pertinente valore del fattore correttivo f_{wi} . Questo fatto è di fondamentale importanza poiché se è vero che le tensioni di taglio applicate hanno ancora un valore inferiore rispetto alla tensione σ , vi è un'enorme differenza tra i fattori correttivi è consistente con un $f_{w1} = 1.95$ contro un $f_{w2} = 5.18$. Quindi per indagare in maniera più appropriata le zone più critiche è necessario andare a controllare le tensioni locali. L'estrapolazione di questi dati è più laboriosa della precedente, infatti non è possibile creare un path complessivo di tutto il profilo della saldatura, ma bensì è necessario andare a creare un sistema di riferimento locale, orientato in maniera opportuna, in corrispondenza del nodo in cui si vogliono andare a ricavare le tensioni. Per l'orientazione del Workplane si faccia riferimento alla figura 5.5.3.

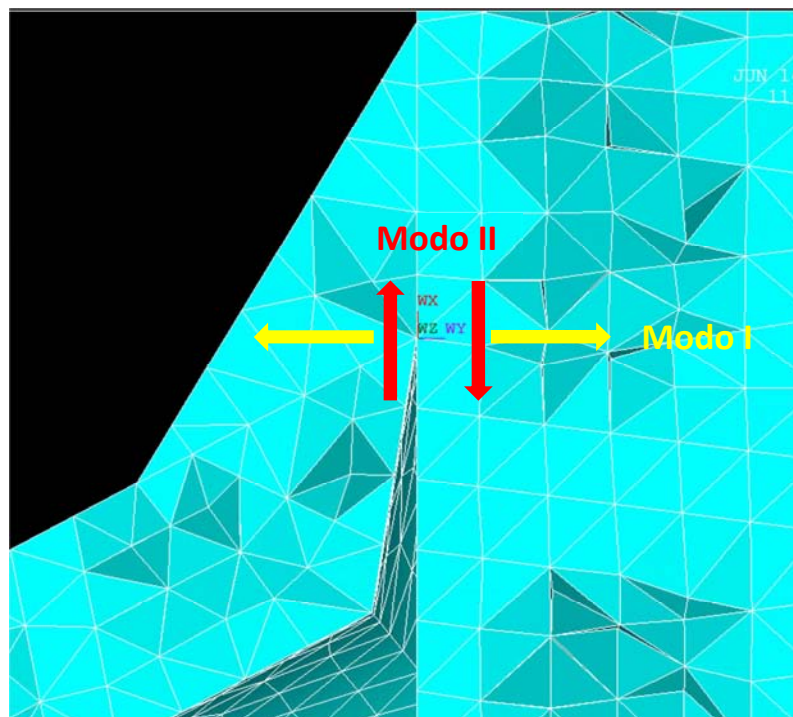


Figura 5.5.3. Orientazione del Workplane per l'estrapolazione delle tensioni locali in XYZ.

Questa orientazione è tale per cui l'asse X risulti essere coincidente con la direzione della bisettrice della radice per $2\alpha = 0$, l'asse Y risulti ortogonale a X individuando la direzione della tensione che porti ad un'apertura dell'intaglio e infine l'asse Z individuato dalla regola della mano destra (quindi ortogonale ed entrante rispetto al piano della figura) e tangente alla curva che individua il profilo della radice. Con questa disposizione le tensioni locali da rilevare risultano essere :

- σ_{yy} per il modo I
- τ_{xy} per il modo II

- τ_{yz} per il modo III

Inoltre per poter rilevare le tensioni non è sufficiente disporre in maniera appropriata il Workplane ma è necessario definire un sistema di riferimento locale coincidente con tale sistema per mezzo del seguente comando che si trova nella barra degli strumenti :

Working Plane → Local Coordinate System → Create Local CS → At WP Origin

Esattamente come già fatto nel capitolo 5.1 relativo all'extrapolazione delle deformazioni. Una volta indicato il sistema di riferimento rispetto al quale si vogliono leggere i risultati vi è una leggera modifica in quanto in questa situazione si vuole andare a leggere i valori del singolo nodo, per poterlo fare si selezionano i soli nodi del profilo di interesse, si disattiva il POWERGRAPH e si segue il percorso :

General Postproc → Query Results → Nodal Solution

Si presti bene attenzione al fatto che tale opzione è possibile sfruttarla esclusivamente disattivando il POWERGRAPH. A questo punto tra le soluzioni nodali si vanno a leggere nell'origine del WP i valori di stress SY, SXY ed SYZ. Si hanno quindi le tre tensioni relative ai tre modi di carico in maniera separata, così come fatto per le tensioni principali, anche in questo caso si calcola una media di queste tensioni rilevate su tre nodi esattamente come fatto nell'equazione (p). Una volta calcolate le tensioni medie di modo I, modo II e modo III è possibile combinarle per ottenere la tensione equivalente di picco calcolata rispetto a queste tensioni locali per mezzo della seguente equazione

$$\sigma_{eq,peak} = \sqrt{f_{w1}^2 \cdot \sigma_{yy}^2 + f_{w2}^2 \cdot \tau_{xy}^2 + f_{w3}^2 \cdot \tau_{yz}^2} \quad (24)$$

Con valori di tensione locale medi e fattori correttivi f_{wi} relativi alla tabella 5.5.1. Vista la complessità del metodo di extrapolazione delle tensioni locali, il rilevamento è stato effettuato esclusivamente nell'intorno delle zone critiche come si può vedere dalla figura 5.5.4

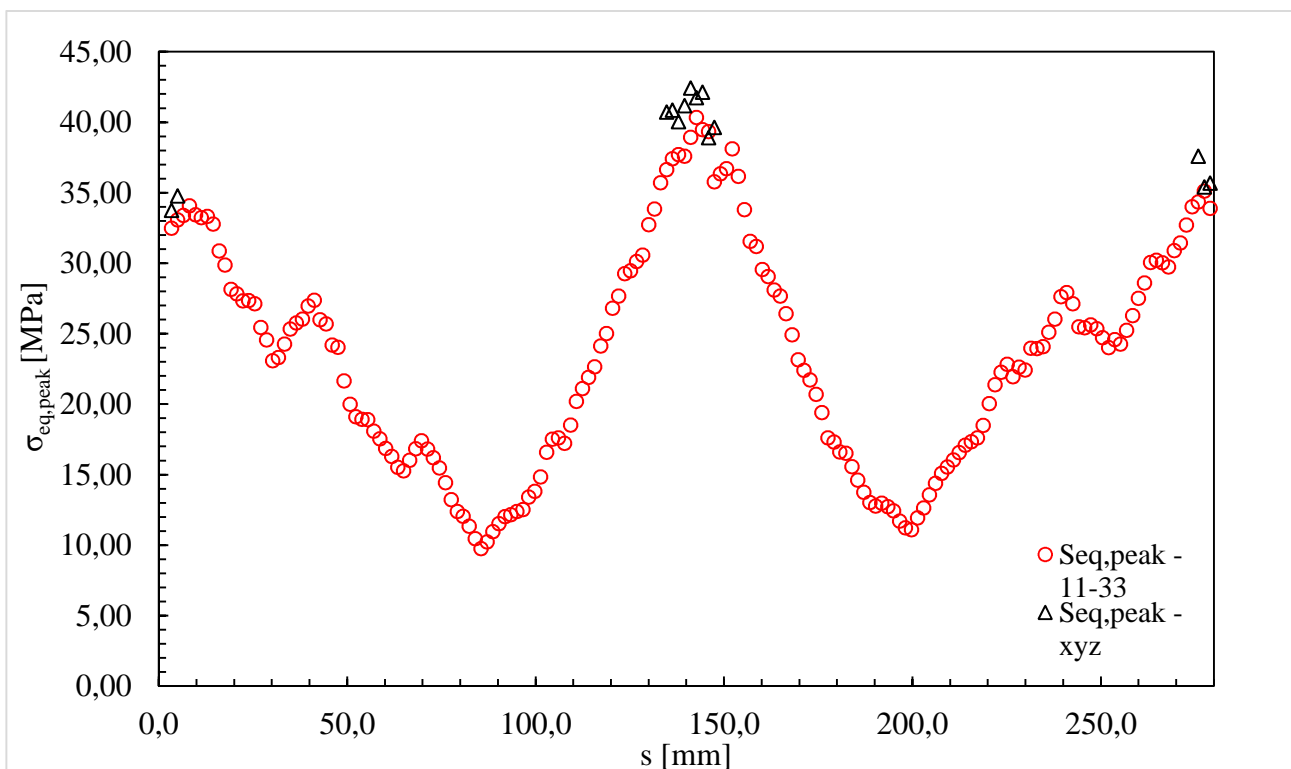


Figura 5.5.4. Confronto delle tensioni equivalenti di picco calcolate per mezzo delle tensioni principali e delle tensioni locali.

Nonostante si abbia una notevole differenza nel calcolo delle tensioni equivalenti di picco i risultati risultano essere piuttosto simili con differenze di tensioni rilevate di qualche megapascal. Rimane quindi valida la considerazione fatta in seguito alla visione della figura 5.5.2 in cui il punto più sollecitato rimane quello dal lato piede nella parte inferiore, risultato che risulta essere in controtendenza con quanto visto dalle prove sperimentali dove il punto in cui si è innescata più volte la cricca sembra essere la radice.

Capitolo 6: PSM BRICK

6.1 Submodels

L'approccio del PSM attraverso elementi tetraedrici a 10 nodi (SOLID187 nella libreria degli elementi di ANSYS) costituisce la parte più recente del metodo. Prima di riuscire a sviluppare e poter utilizzare tale processo l'algoritmo da seguire per il calcolo della tensione equivalente di picco era decisamente più complesso e laborioso. In questo capitolo verrà affrontata ancora la metodologia del Peak Stress Method ma questa volta applicata attraverso l'utilizzo di elementi brick a 8 nodi (SOLID 185, con opzione k2 impostata su "simple enhanced strn", nella libreria degli elementi di ANSYS). Questo tipo di analisi necessita non solo di un modello principale, chiamato "MAINMODEL", su cui effettuare le analisi ma anche di un sotto-modello, chiamato "SUBMODEL", dedicato per ogni zona critica del modello principale. Dall'analisi dei risultati ottenuti nel capitolo precedente, oltre ai test sperimentali effettuati, si è potuto constatare che le zone particolarmente sensibili all'innescio della cricca sono quelle relative alla parte superiore e alla parte inferiore della saldatura (figura 6.1.1).

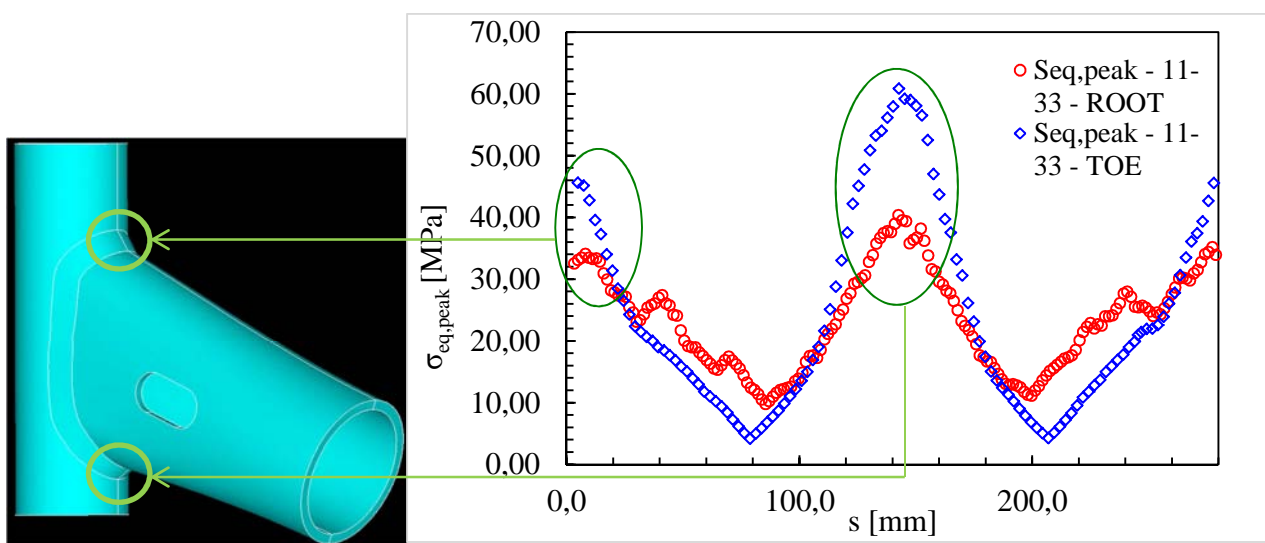


Figura 6.1.1. Zone sensibili della saldatura secondo il PSM TETRA.

Il MAINMODEL risulta essere del tutto analogo al modello completo analizzato con gli elementi tetra e la sua soluzione è necessaria per poter poi estrapolare le condizioni al contorno da applicare al sottomodello. Mentre il SUBMODEL deve concentrarsi su una piccola parte del componente particolarmente sensibile alla sollecitazione, avendo quindi due zone critiche diametralmente opposte rispetto al profilo ovalizzato del tubolare del telaio vi è la necessità di indagare su due sotto-modelli. Uno si concentrerà sulla parte superiore mentre l'altro sulla parte inferiore, in entrambi i casi però si andrà ad indagare sia dal lato piede che dal lato radice, tenendo conto delle considerazioni precedentemente espresse. Per l'imposizione dei carichi e dei vincoli del particolare della geometria la tecnica di sottomodellazione implementata in ANSYS consente di attribuire ai nodi di bordo del sottomodello le stesse condizioni a cui sono soggetti i corrispondenti nodi nel modello principale, ecco il motivo per cui vi è la necessità di avere i due modelli con la stessa posizione e orientazione.

Per il MAINMODEL si è utilizzata la geometria simmetrica dotata di cuneo, questo è dovuto al fatto che, nel modello originale, la zona della radice presenta due superfici appoggiate e i corrispondenti nodi giacciono su una stessa linea anche se appartengono a due componenti diverse, in fase di importazione delle condizioni al contorno questa condizione può creare ambiguità nel software che non è in grado di distinguere tra i nodi appartenenti al canotto da quelli appartenenti al tubolare, la presenza del cuneo invece garantisce una netta separazione tra i due componenti rimuovendo ogni possibile ambiguità. Sul modello si sono state impostate le seguenti impostazioni:

MAINMODEL

-Element type : SOLID 187 per discretizzare la zona 3D, BEAM 188 (K2:rigid, K3:cubic form) per le aste utilizzate nella creazione della forcella e delle raggere dei cuscinetti.

-Proprietà del materiale : $E = 70000 \text{ MPa}$, $\nu = 0.33$

-Sezione beam circolare con raggio $R = 1000 \text{ mm}$

-“global element size” per la mesh $d = 1.6 \text{ mm}$

Con il medesimo utilizzo delle beam mostrato nel capitolo 4.6 e condizioni al contorno del capitolo 4.7.

Per la creazione dei due sotto-modelli è necessario tener conto che la mesh utilizzata sarà più rifinita rispetto a quella utilizzata nel modello principale per andare ad indagare in maniera più approfondita la zona. Per la creazione del modello relativo al dettaglio della zona critica è necessario seguire alcune indicazioni, infatti, prendendo a riferimento la geometria in esame, è consigliabile sezionare il modello ad una distanza dalla radice in direzione verticale pari a due volte lo spessore del tubolare del telaio t (figura 6.1.1).

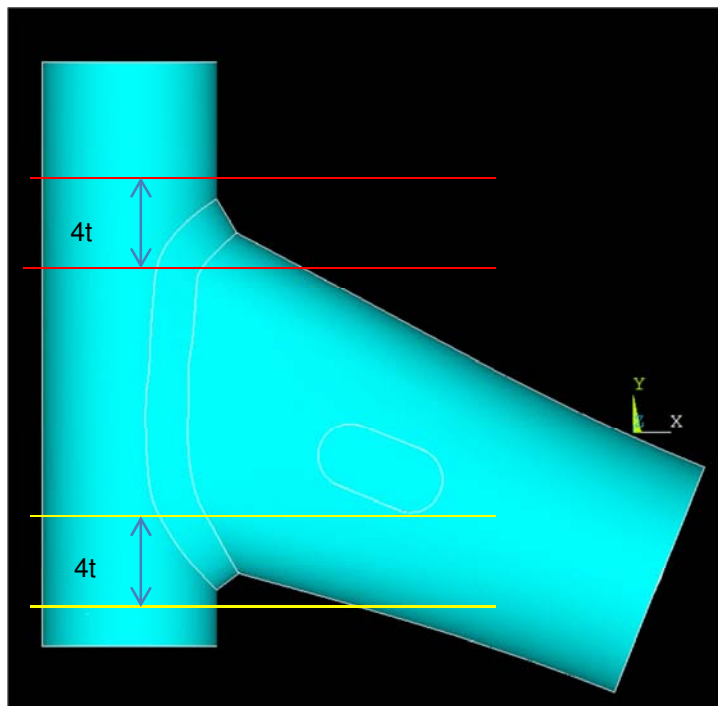


Figura 6.1.1. Piani di sezionamento paralleli al piano XZ del sistema di riferimento in figura per l'ottenimento dei SUBMODELS, piani in rosso per sottomodello superiore e piani in giallo per l'inferiore .

Inoltre il modello di partenza è stato ulteriormente sezionato tramite due piani inclinati di 15° rispetto alla verticale nella vista frontale (figura 6.1.2).

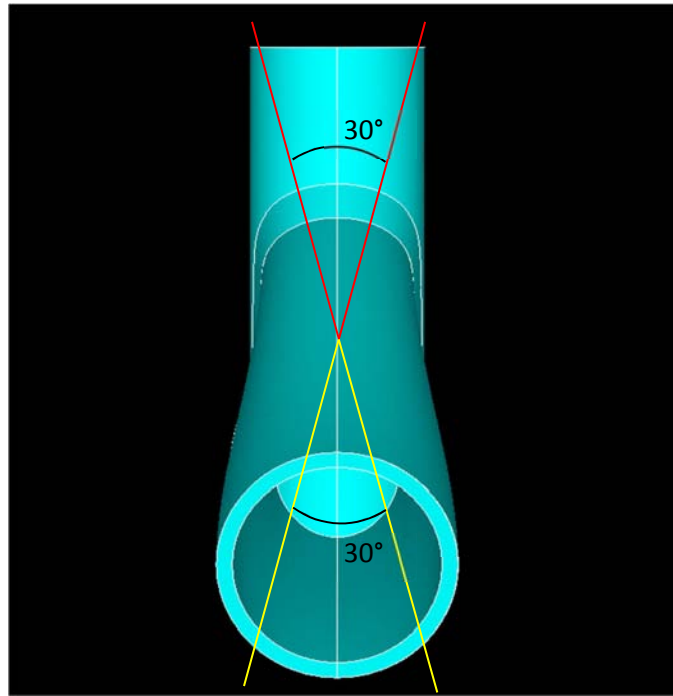


Figura 6.1.2. Sezionamento geometria con piani inclinati, linee rosse per la parte superiore, linee gialle per la parte inferiore.

Eseguendo tali operazioni si ottengono i seguenti sottomodelli:

-Sottomodello Superiore (figura 6.1.3)

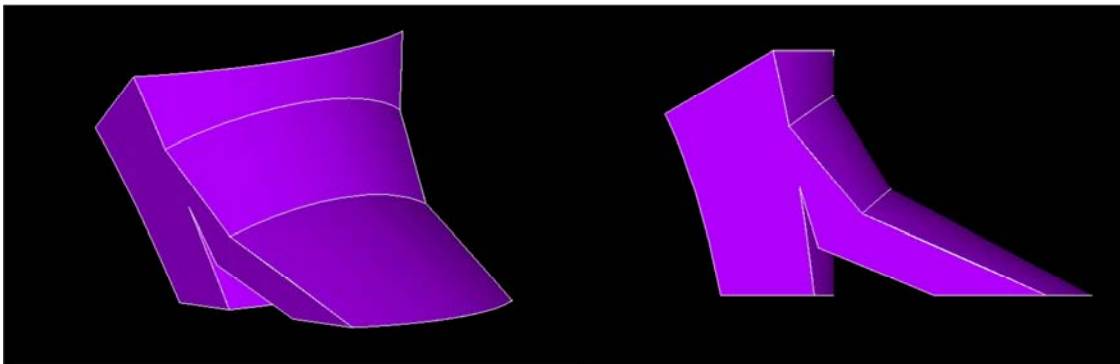


Figura 6.1.3. Submodel relativo alla parte superiore.

-Sottomodello Inferiore (figura 6.1.4)

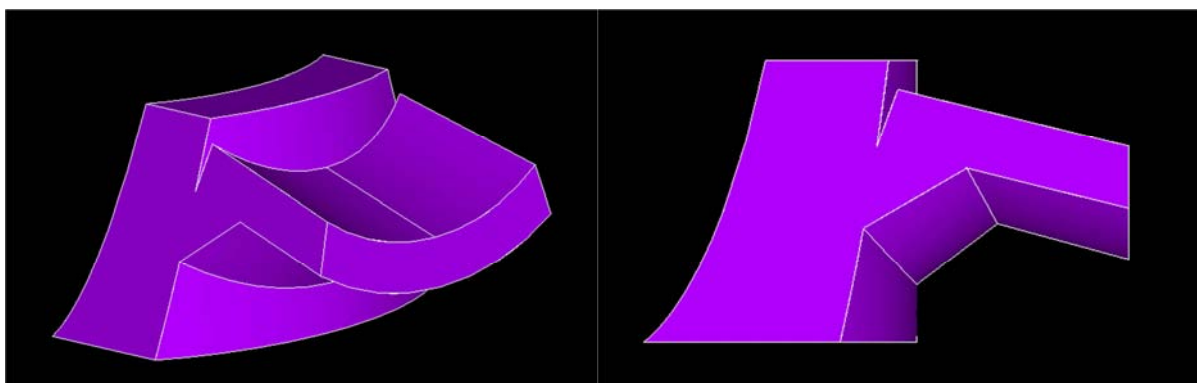


Figura 6.1.4. Submodel relativo alla parte inferiore.

Questi due modelli riferiti alle zone più critiche dell'intera geometria oggetto di studio presentano dimensioni molto più contenute, quindi consentono la riduzione della dimensione degli elementi finiti utilizzati per discretizzare il dettaglio inferiore mantenendo comunque contenuto il tempo necessario all'ottenimento della soluzione. Se per il modello principale è stata utilizzata una mesh con $d = 1.6$ mm in questi due particolari geometrici è stata utilizzata una dimensione $d = 0.5$ mm, inoltre gli elementi utilizzati sono dei BRICK a 8 nodi. Per riuscire a creare una mesh piuttosto regolare si è sfruttata la metodologia del "volume sweep", tale approccio parte dalla mesh generata su un'area del solido che poi viene estesa lungo tutta la profondità creando elementi regolari. Tale procedura è possibile esclusivamente se il software riesce ad individuare due facce identiche, una di partenza e una di arrivo. Quindi il primo passo è quello di definire degli elementi SHELL per la creazione della mesh piana sull'area della faccia, sono stati definiti quindi gli elementi SOLID 181, è stata impostata una dimensione della mesh $d = 0.5$ mm come input al generatore automatico di mesh free. È quindi generata una discretizzazione di una delle aree laterali utilizzando gli elementi SHELL grazie al generatore automatico di mesh free a disposizione del software (figura 6.1.5).

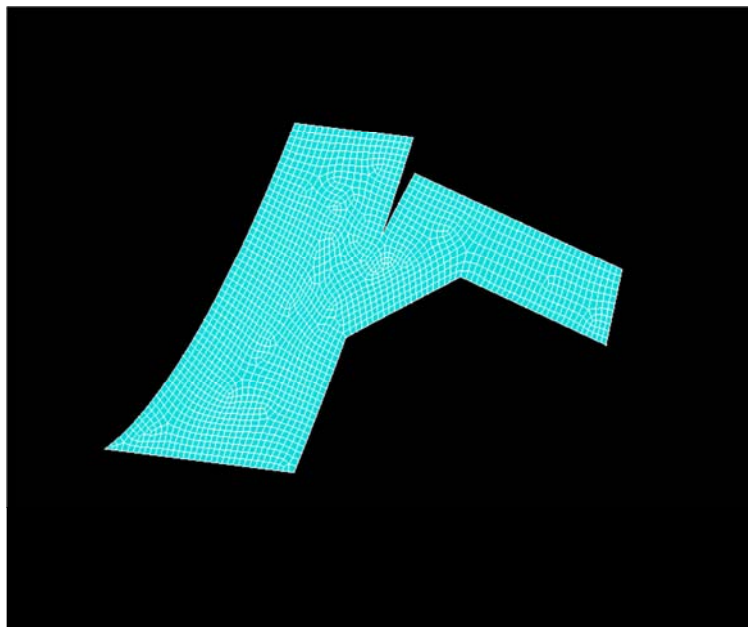


Figura 6.1.5 mesh piana del sottomodulo inferiore ottenuta per mezzo di elementi SOLID181 con $d = 0.5$ mm

Fatta tale operazione è sufficiente seguire il seguente comando :

Preprocessor → Meshing → Mesh → Volume Sweep → Sweep

Così facendo, senza dover modificare nessuna opzione, e selezionando il volume è possibile ottenere una discretizzazione per mezzo di elementi finiti del solido a partire da una mesh piana con elementi regolari senza l'utilizzo della funzione di estrusione per gli elementi (figura 6.1.6).

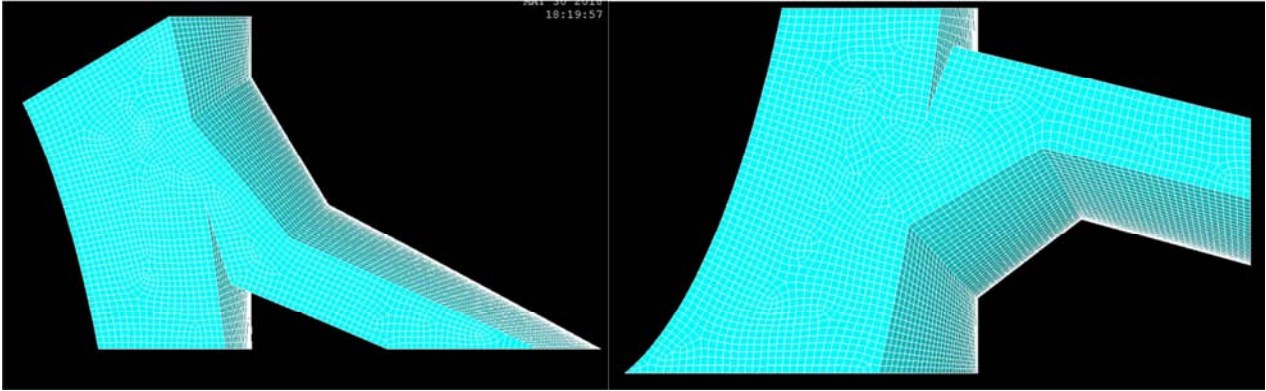


Figura 6.1.6 Discretizzazione dei due sottomodelli con una mesh ($d = 0.5\text{mm}$) di elementi brick a 8 nodi.

In questo momento si ha il volume dotato di mesh, ma è rimasta l'area iniziale discretizzata, questa condizione può creare numerosi problemi in fare di applicazione dei carichi e dei vincoli, è quindi necessario rimuovere la mesh ottenuta sulla prima area prima di poter procedere.

6.2 Condizioni al contorno

E' stato creato il MAINMODEL, che non è altro che il modello completo con le raggere, i carichi applicati, i vincoli e dotato di una mesh fatta con elementi tetra, sono stati creati due SUBMODELS relativi alle due zone delicate da trattare in maniera approfondita, questi non sono stati ne vincolati ne caricati in nessun modo. In questo capitolo viene spiegato come combinare questi modelli insieme per poter ottenere dei risultati che verranno poi analizzati.

Il primo passo consiste nel far risolvere al software il MAINMODEL, come visto le condizioni di carico e di vincolo sono già state mostrate anche nel capitolo relativo al modello originale. Questa operazione è fondamentale poiché sfruttando i risultati ottenuti da questo modello di partenza si andranno a ricavare le condizioni da applicare ai nodi di bordo di entrambi i sottomodelli, questa operazione è eseguibile esclusivamente qualora il posizionamento di tutti e tre i modelli sia il medesimo rispetto al sistema di riferimento fisso del software.

Ottenuti i risultati, si procede al salvataggio del modello e si passa ad aprire uno dei due SUBMODELS, il procedimento di applicazione dei carichi è il medesimo per entrambi i sottomodelli, verrà quindi mostrato per uno dei due e si lascia al lettore l'applicazione del metodo al secondo sottomodello.

Si prenda in considerazione il sottomodello relativo alla zona inferiore, le condizioni al contorno da applicare sono quelle relative a tutti i nodi appartenenti alle parti sezionate, quindi tutti quei nodi che nel modello completo risulterebbero attaccati ad altri elementi del solido. Per poter evidenziare tali nodi senza possibili ambiguità è possibile selezionarli e avere nello schermo solo quelli. Per prima cosa, nella barra degli strumenti, si selezionano i comandi :

Select → Entities

Si apre una finestra di dialogo che richiede il tipo di elementi da selezionare, tuttavia, anche se l'interesse è esclusivamente riferito ai nodi di bordo, risulta notevolmente complicato, partendo dalla mesh, selezionare tutti i nodi di bordo senza rischiare di commettere errori, quindi è consigliabile selezionare le aree relative alle zone sezionate, quindi si indica che la selezione che si intende fare è di aree che verranno selezionate e si selezionano le aree di bordo (figura 6.2.1)

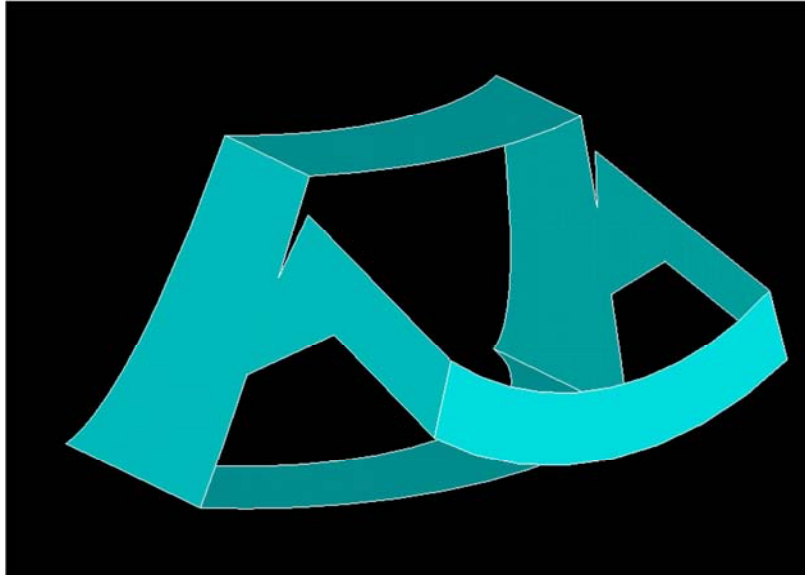


Figura 6.2.1 Aree di bordo del sottomodello inferiore

Per come è stato creato il modello si hanno 5 aree, i nodi di tali aree sono tali da essere nodi interni nel modello completo, ed è sui nodi appartenenti a tali aree che si impongono le condizioni. Si selezionano a questo punto le entità “nodes” attaccate a tali aree, eseguendo lo stesso comando precedente ma cambiando il tipo di entità che si cerca e indicando che si vogliono le entità attaccate a tutte le aree selezionate (figura 6.2.2).

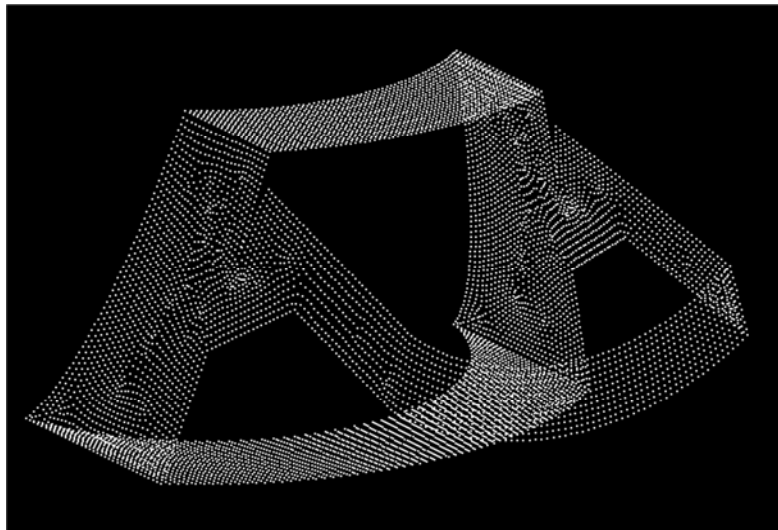


Figura 6.2.2 Nodi di bordo del sottomodello inferiore.

Questi sono gli elementi alle quali si applicano le condizioni al contorno, per poter effettuare tale operazione è necessario andare nel modello principale e leggere le soluzioni relative a tali nodi, per poterlo fare bisogna indicare al software le coordinate dei punti rispetto ai quali leggere i risultati ottenuti. ANSYS per la tecnica di SUBMODELING permette di eseguire delle operazioni dedicate, infatti consente di scrivere un file con tutte le informazioni relative ai nodi selezionati quali (numero del nodo, coordinate), per creare tale file il comando è il seguente (Figura 6.2.3):

Preprocessor → Modeling → Create → Nodes → Write Node Files

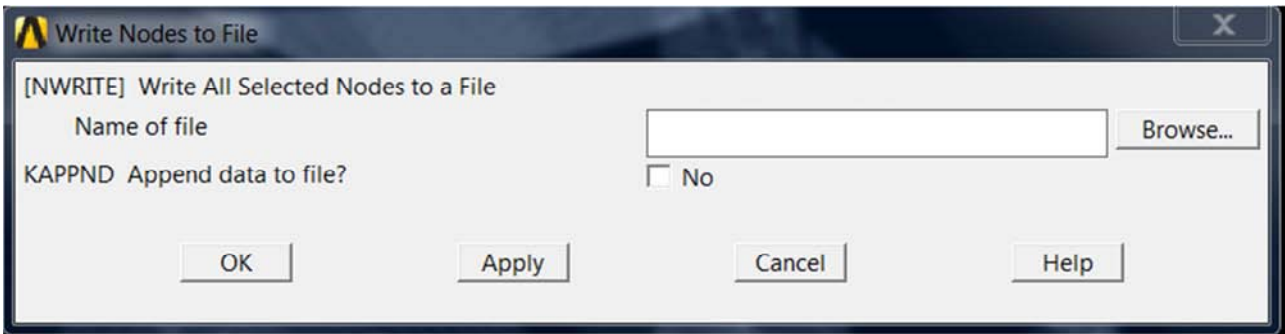


Figura 6.2.3 Finestra per la creazione di un file con le informazioni relative ai nodi selezionati.

Con il tasto “BROWSE” si indica la directory in cui si intende salvare il file, mentre per il nome del file è possibile indicare un nome a piacimento purché venga indicata l’estensione del file “.NODE” (maiuscolo o minuscolo).

Si può quindi chiudere tale geometria o tenerla aperta in una schermata secondaria, a questo punto si apre il file relativo al modello principale risolto e si esegue il percorso (figura 6.2.4) :

General Postproc → Submodeling → Interpolate DOF

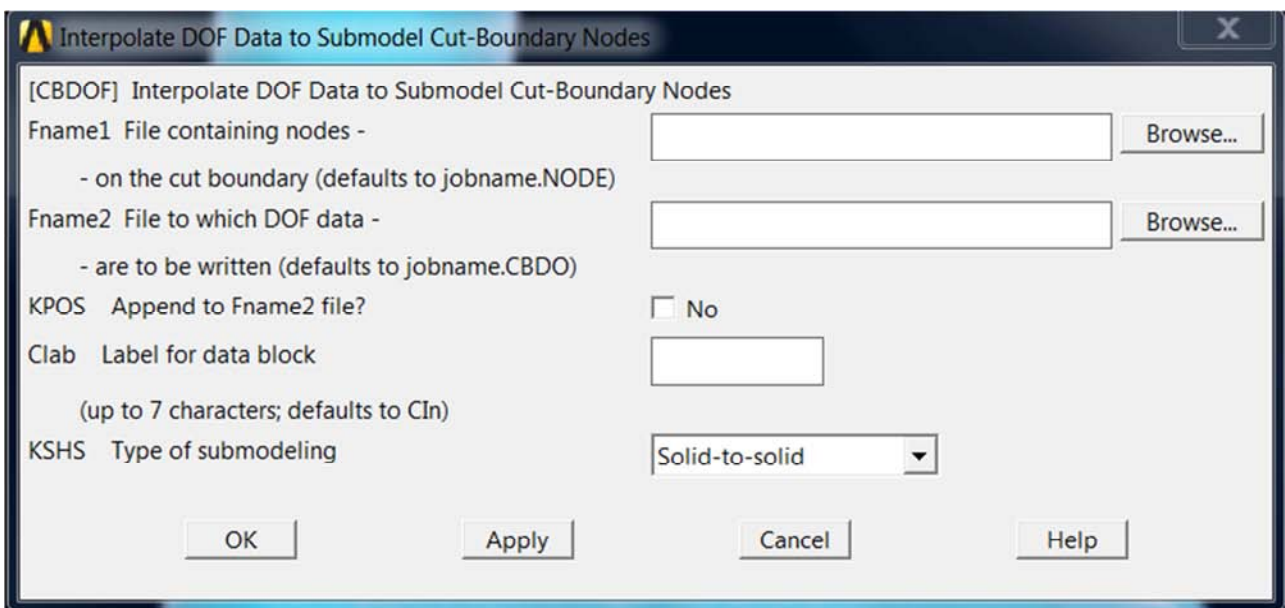


Figura 6.2.4. Finestra di dialogo per l’estrpolazione delle condizioni al contorno dal MAINMODEL.

Questa operazione, dedicata alla tecnica di sottomodellazione, permette di fornire in input il file di coordinate dei nodi di bordo scritto in precedenza e fornisce come output un file con tutti i risultati relativi a tali nodi riferiti al modello principale. Nella prima casella, dopo aver indicato la directory in cui è stato salvato il file relativo ai nodi, il file con estensione “.NODE” lo si va a selezionare, nella seconda invece si indica il nome con cui si vuole chiamare il file di soluzioni nodali, è possibile scegliere un nome a piacere purché venga indicata l’estensione “.CBDO”.

Effettuata tale operazione è possibile tornare al sottomodello di partenza, della quale sono stati selezionati i nodi di bordo. Qui è necessario prestare molta attenzione, infatti se si sta lavorando sempre nella stessa finestra del programma il MAINMENU sarà rimasto nell’ambiente relativo al “General Postproc”, è consigliabile uscire da tale ambiente e tornare nell’ambiente iniziale di “Preprocessor” in quanto il sottomodello non è ancora stato risolto e applicare le successive operazioni senza questo accorgimento rende impossibile la sua riuscita in quanto manda in errore il programma. Nella barra degli strumenti si segue il percorso :

E si seleziona, nella corretta directory in cui è stato salvato, il file di risultati nodali di estensione “.CBDO”, se eseguito tutto nel giusto ambiente di lavoro il software inizia a mostrare in sequenza l'imposizione dei vincoli sui vari nodi di bordo fino a indicarli tutti. Una volta terminata tale operazione è possibile lanciare il solutore.

Per quanto detto in precedenza l'imposizione dei vincoli e dei carichi è stata descritta solo per il sottomodello inferiore, per la parte superiore il procedimento è lo stesso, il consiglio è quello di chiamare con nomi distinti e chiari sia i sottomodelli sia i file di nodi e di risultati nodali in modo da non commettere errori in fase di selezione.

6.3 Risultati PSM BRICK

L'estrapolazione dei dati è del tutto analoga a quella fatta nel modello completo, quindi si estrapola la tensione principale σ_{11} e σ_{33} per il lato piede, mentre dal lato della radice non solo queste due tensioni ma anche le tre tensioni locali relative ai tre modi di carico. Tuttavia nella rilevazione bisogna considerare il fatto che, non avendo a disposizione tutto il modello, è necessario convertire i risultati alla giusta coordinata curvilinea alla quale si riferiscono i nodi per poter poi effettuare un confronto tra i dati relativi ai due approcci. L'analisi effettuata per mezzo di elementi BRICK non necessita di calcolare la media delle tensioni su tre nodi adiacenti, ma è sufficiente valutare il valore massimo, in valore assoluto, tra le tensioni σ_{11} e σ_{33} . Inoltre i parametri utilizzati per l'elaborazione dei dati nel caso precedente non sono più validi nel caso attuale, ma sono stati utilizzati i valori dei parametri indicati nella tabella 6.3.

TOE	MODO I		MODO III
K_{FE}^*	1,38	K_{FE}^{***}	1,93
$\Delta\%$	+/- 3%	$\Delta\%$	+/- 3%
λ_1	0,5	λ_3	0,5
e_1	0,125	e_3	0,423
ν	0,33	ν	0,33
R_0 [mm]	0,12	R_0 [mm]	0,12
f_{w1}	1,49	f_{w3}	3,84

Tabella 6.3.1. Parametri utilizzati per l'analisi dei sottomodelli discretizzati con elementi BRICK a 8 nodi e con dimensione degli elementi pari a $d = 0.5\text{mm}$ per il lato piede.

Nota la tensione massima è possibile convertirla nel valore della tensione di picco equivalente semplicemente come già fatto nel caso precedente

$$\Delta\sigma_{eq,peak} = \sqrt{f_{w1}^2 \cdot \sigma_{max}^2} \quad (6.3a)$$

Questo è possibile poiché alla radice si ha un angolo $2\alpha > 102^\circ$ e quindi, come già espresso in precedenza, il modo II non è singolare ma lo è esclusivamente il modo I. Alla luce di quanto appena detto sono stati rilevati i valori e confrontati con quelli ottenuti dal modello globale discretizzato con elementi TETRA (figura 6.3.1)

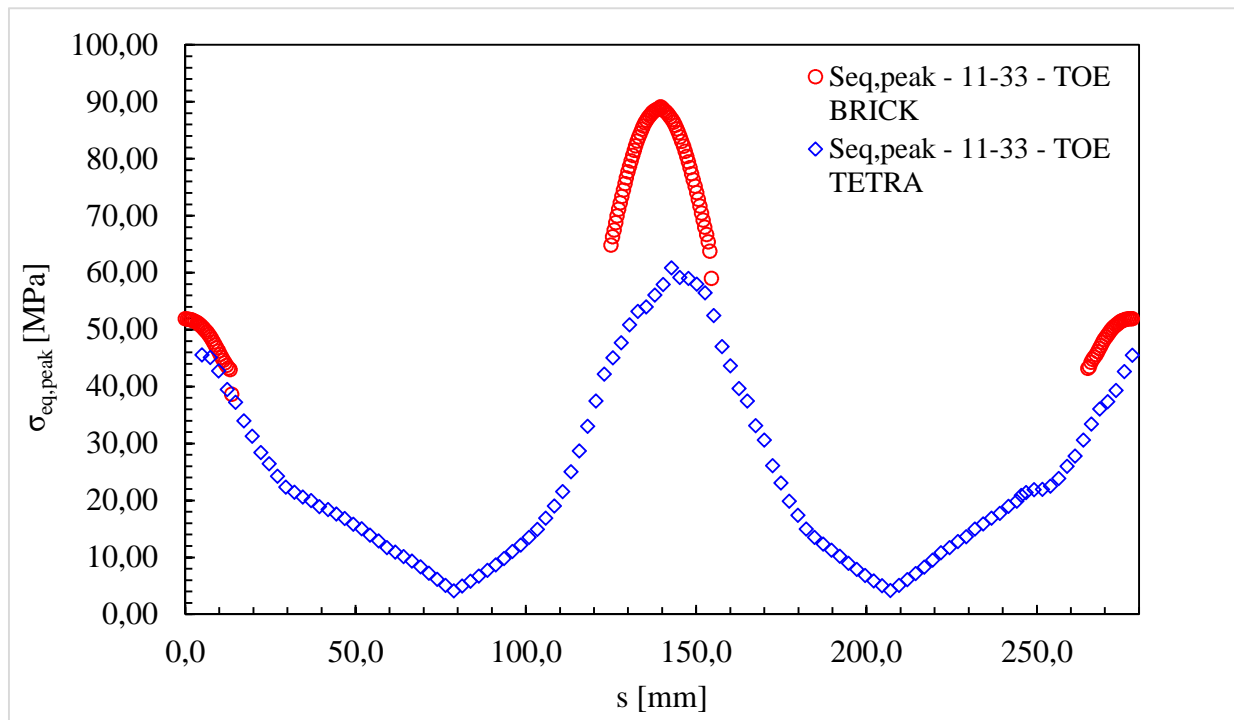


Figura 6.3.1 Confronto dei risultati al lato piede della saldatura tra il modello TETRA e il modello BRICK

Come si può osservare, tenendo ben presente che le condizioni di $s \rightarrow 0$ ed $s \rightarrow 280$ mm si riferiscono alla parte superiore della saldatura mentre la zona intermedia rappresenta la zona inferiore, si ha una sostanziale concordanza di valori delle tensioni nei due modelli nella parte superiore con scostamenti di circa 5 MPa, mentre nella zona centrale, riferita alla parte inferiore della saldatura sono stati ottenuti valori abbastanza discordanti passando da valori di circa 60 MPa per il modello TETRA ai quasi 90 MPa del modello BRICK. Questo fatto pur confermando che la zona più delicata si trovi ubicata nella parte sottostante della saldatura porta a valori abbastanza diversi per le tensioni nei due modelli che verranno approfondite ulteriormente in seguito.

Si consideri adesso il lato radice della saldatura, in questa zona, entrambi i modi di carico presentano singolarità massima e quindi l'analisi delle tensioni applicate risulta essere più delicata e laboriosa. In una prima fase sono state analizzate le tensioni principali esattamente come fatto dal lato piede, essendo a conoscenza che in realtà questo modo di procedere presenta errori di procedura, infatti il modo II viene considerato come una componente aggiuntiva del modo I e non le viene dato il suo peso nel calcolo della tensione equivalente di picco. Questo confronto è servito soprattutto a confrontare i valori ottenuti dai due metodi (tetra e brick) esclusivamente per le tensioni equivalenti di picco ottenute allo stesso modo a partire dai due modelli. In un secondo momento poi sono state ricavate le tensioni locali, esattamente come fatto nel caso dell'analisi dei risultati del tetra, quindi orientando e disponendo il Working plane in maniera appropriata ed andando a registrare le tensioni σ_{yy} , τ_{xy} e τ_{xz} . Diversamente da come fatto per le tensioni principali, avendo a disposizione le sollecitazioni locali identificano ciascuna un diverso modo di carico, per la conversione di tali valori in valori di tensione di picco equivalenti ciascuno è stato moltiplicato per il corrispondente fattore correttivo. I parametri utilizzati nel calcolo della tensione equivalente di picco sono quelli mostrati in tabella 6.3.2.

ROOT	MODO I		MODO II		MODO III
K_{FE}^*	1,38	K_{FE}^{**}	3,38	K_{FE}^{***}	1,93
$\Delta\%$	+/- 3%	$\Delta\%$	+/- 3%	$\Delta\%$	+/- 3%
λ_1	0,5	λ_2	0,5	λ_3	0,5
e_1	0,125	e_2	0,337	e_3	0,423
ν	0,33	ν	0,33	ν	0,33
R_0 [mm]	0,12	R_0 [mm]	0,12	R_0 [mm]	0,12
f_{w1}	1,49	f_{w2}	6,00	f_{w3}	3,84

Tabella 6.3.2. Parametri utilizzati per l'analisi dei sottomodelli discretizzati con elementi BRICK a 8 nodi e con dimensione degli elementi pari a $d = 0.5\text{mm}$ per il lato radice.

Sono stati quindi calcolati sia la tensione equivalente di picco per mezzo delle tensioni principali che per mezzo delle tensioni locali, i risultati sono stati confrontati con quelli ottenuti in precedenza per mezzo del modello discretizzato con gli elementi BRI CK nella figura 6.3.2.

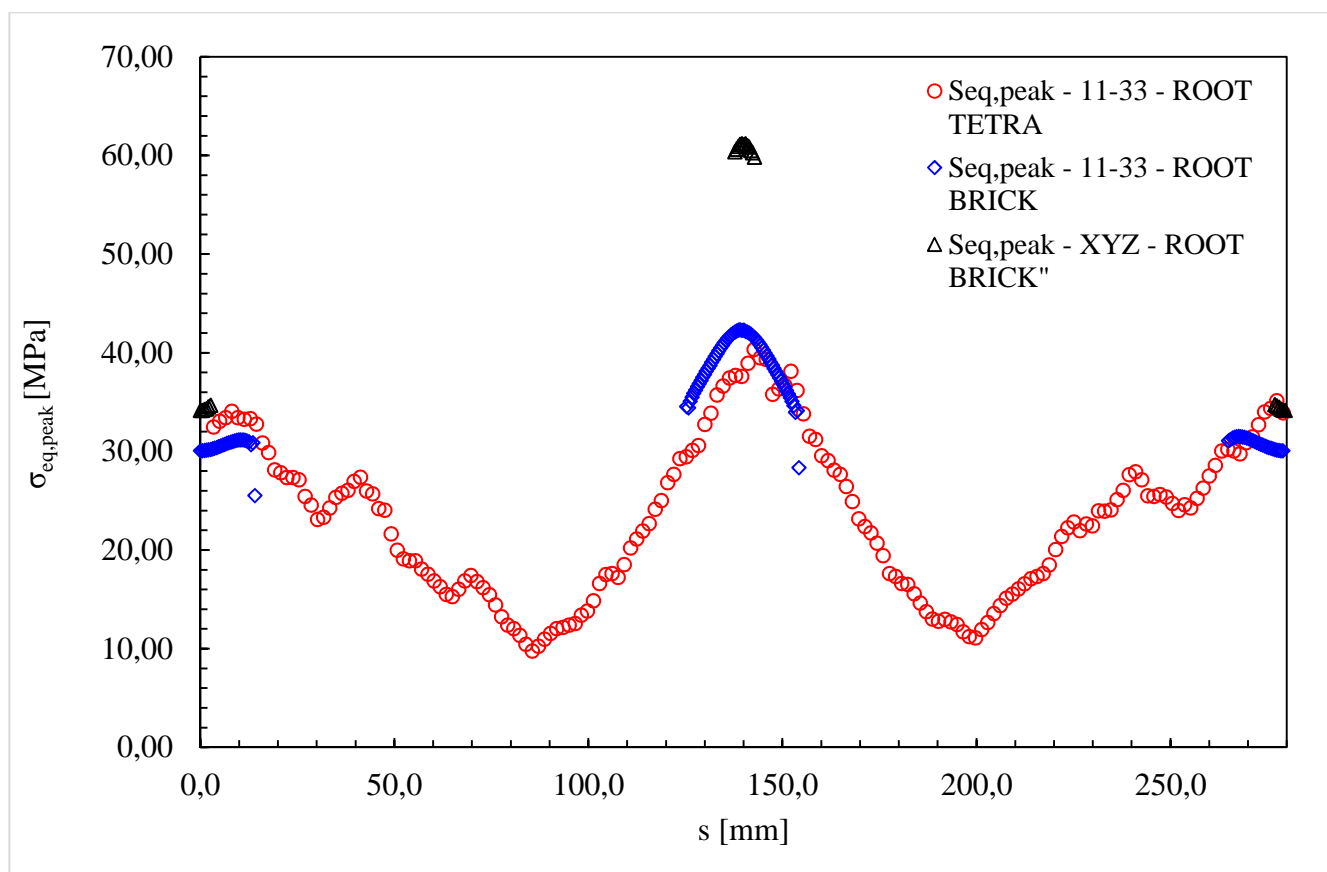


Figura 6.3.2. Confronto delle tensioni equivalenti di picco calcolate sfruttando le tensioni principali e le tensioni locali per il lato radice.

Osservando il grafico si può affermare, come nel grafico precedente, che nella zona relativa alla parte superiore della saldatura i valori delle tensioni risultano essere in accordo per i tre valori, nella zona centrale del diagramma, corrispondente alla zona inferiore della saldatura invece i valori ottenuti a partire dalle tensioni principali risultano essere in accordo, mentre i valori ottenuti partendo dalle tensioni locali risultano essere superiori di circa una ventina di MPa, questo è dovuto al parametro correttivo per il modo II (f_{w2}) che

nel caso delle tensioni principali non viene considerato, al contrario del caso delle tensioni locali, essendo questo coefficiente pari a 6 contribuisce in maniera rilevante all'aumento della tensione equivalente di picco. Confrontando poi il grafico relativo al lato piede e quello relativo al lato radice si nota come la $\sigma_{eq,peak}$ risulti notevolmente maggiore dal lato piede rispetto al lato radice, in parziale disaccordo con quanto mostrato dalle prove sperimentali dove si è ottenuta una quasi totalità di rotture dal lato radice piuttosto che dal lato piede.