



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

ANALISI NUMERICA E SPERIMENTALE
DELLO STATO TENSIONALE IN GIOSTRE ROTANTI

Relatore: Prof. Giovanni Meneghetti

Correlatore: Ing. Vittorio Babini

Laureando: Marini Davide

N° matricola: 1057652

Anno Accademico 2013/2014

Indice

Sommario	1
CAPITOLO 1 Dumbo the flying elephant	3
CAPITOLO 2 Modifica dei componenti	7
2.1 Modifica del tirante	8
2.2 Modifica del terminale del pistone	12
CAPITOLO 3 Strumentazione della giostra Dumbo	17
3.1 Scelta delle posizioni da estensimetrare	18
3.2 Analisi FEM zona veicolo, modello Shell	24
3.2.1 Modello analitico di riferimento	24
3.2.2 Modello geometrico	25
3.2.3 Mesh ed analisi di convergenza	27
3.2.4 Applicazione dei carichi	28
3.2.5 Risultati	28
3.3 Analisi FEM zona veicolo, modello Solid	30
3.3.1 Modello analitico di riferimento	31
3.3.2 Mesh ed analisi di convergenza	32
3.3.3 Applicazione dei carichi	33
3.3.4 Risultati	35
3.4 Incollaggio degli estensimetri	37
3.5 Fissaggio accelerometro e potenziometro	42
3.5.1 Taratura del potenziometro ad effetto di Hall	44
3.6 Collegamenti elettrici della strumentazione	46

3.7 Fissaggio centraline	48
CAPITOLO 4 Esecuzione delle prove	51
CAPITOLO 5 Analisi dei risultati	55
5.1 Sequenze Famos [®]	56
5.2 Ripetibilità dei risultati	65
5.3 Accelerazioni	68
5.4 Terminale del pistone	80
5.5 Veicolo	88
5.6 Braccio principale della giostra	93
5.7 Conclusioni	100
CAPITOLO 6 Jet Packs	103
CAPITOLO 7 Strumentazione della giostra Jet Packs	107
7.1 Scelta delle posizioni da estensimetrare	107
7.2 Analisi FEM zona veicolo	112
7.2.1 Modello geometrico	112
7.2.2 Modello analitico	113
7.2.3 Mesh ed analisi di convergenza	114
7.2.4 Applicazione dei carichi	115
7.2.5 Risultati	116
7.3 Installazione degli strumenti	118
CAPITOLO 8 Esecuzione delle prove	129
CAPITOLO 9 Analisi dei risultati	133
9.1 Sequenze Famos [®]	137
9.2 Ripetibilità	139
9.3 Differenze tra ciclo simulato e ciclo reale	142
9.4 Accelerazioni	145
9.5 Terminale del pistone	156

9.6 Veicolo	162
9.7 Braccio principale della giostra	167
9.8 Conclusioni	175
CAPITOLO 10 Metodi di progettazione per giunti saldati	179
10.1 Metodo NISF	179
10.1.1 Limiti del metodo NSIF	182
10.2 Metodo PSM	183
10.2.1 Metodo PSM nel modo I di sollecitazione	184
10.2.2 Estensione del metodo PSM attraverso il SED	187
10.2.3 Estensione del metodo PSM alle geometrie 3D	190
CAPITOLO 11 Determinazione della curva S-N di un giunto saldato	193
11.1 Rilevazioni sui provini	194
11.2 Modalità di svolgimento delle prove a fatica	198
11.3 Valutazione degli effetti di distorsione dei provini	199
11.3.1 Modello geometrico	199
11.3.2 Mesh ed analisi di convergenza	200
11.3.3 Applicazione dei carichi	200
11.3.4 Risultati	202
11.3.5 Posizionamento estensimetri e loro incollaggio	203
11.3.6 Modalità di esecuzione delle prove	205
11.3.7 Uniformità del campo di tensione	208
11.3.8 Influenza delle distorsioni sui valori di tensione	209
11.4 Risultati delle prove a fatica	215
CAPITOLO 12 Metodo PSM	219
12.1 Modello geometrico	219
12.2 Mesh	221
12.3 Applicazione dei carichi	226

12.4 Risultati	226
CAPITOLO 13 Conclusioni	231
Appendice A: Tensioni nel provino estensimetrato	233
Appendice B: Provini usati nelle prove a fatica	241
Bibliografia	273

Sommario

La presente tesi analizzerà diversi aspetti strutturali riguardanti due giostre rotanti progettate e costruite dalla Antonio Zamperla s.p.a. (di seguito denominata semplicemente Zamperla) di Altavilla Vicentina.

Nella prima parte del lavoro l'obiettivo sarà la validazione dei modelli numerici realizzati dall'azienda attraverso delle prove sperimentali eseguite direttamente sulle giostre in funzionamento. Si procederà quindi a misurare le deformazioni presenti in diversi punti delle stesse al fine di risalire ai parametri di sollecitazione agenti nella struttura reale. Questi ultimi saranno confrontati con i valori su cui si basa la progettazione, ottenuti tramite simulazioni al calcolatore da Zamperla.

Nella seconda parte del lavoro ci si concentrerà su un elemento saldato utilizzato come irrigidimento su diverse giostre. L'obiettivo sarà studiare ed applicare varie procedure per la progettazione di questo tipo di dettaglio strutturale. In particolare verranno utilizzati sia metodi sperimentali (prove a fatica) che metodi numerici (analisi ad elementi finiti).

Nel primo capitolo verrà riportata una descrizione generale della prima delle due giostre analizzate nella presente tesi.

Nel secondo capitolo verranno descritte le modifiche ideate ed applicate ai componenti della prima giostra al fine di innalzare il livello di tensione negli stessi.

Nel terzo capitolo verrà riportato nel dettaglio il tipo di strumenti utilizzati e le procedure di installazione seguite per effettuare le prove sperimentali.

Nel quarto capitolo saranno descritte le prove effettuate sulla prima giostra.

Il quinto capitolo contiene l'analisi dei risultati ottenuti in questa prima serie di prove.

Nel sesto capitolo verrà riportata una descrizione generale della seconda giostra analizzata (Jet Packs).

Nel settimo capitolo sarà descritta la procedura seguita per strumentare questa seconda giostra.

Nell'ottavo capitolo saranno riportate le prove effettuate su Jet Packs, mentre il nono capitolo conterrà i risultati ottenuti.

Nel decimo capitolo si presenterà un inquadramento teorico sui metodi di progettazione dei giunti saldati.

L'undicesimo capitolo riporterà le procedure seguite ed i risultati ottenuti nel corso di una serie di prove a fatica su provini rappresentanti un elemento di irrigidimento presente in diverse giostre Zamperla.

Nel dodicesimo capitolo lo stesso provino sarà analizzato facendo uso del metodo numerico PSM per confrontare i risultati di questa geometria con quelli presenti in letteratura.

Il tredicesimo capitolo infine conterrà le conclusioni del lavoro di tesi svolto.

CAPITOLO 1

Dumbo the flying elephant

La prima giostra presa in considerazione è denominata commercialmente “Dumbo the flying elephant”, una foto di riferimento può essere vista in figura 1.1. (Si noti che quella in figura non è la stessa giostra analizzata nella presente tesi, ma una versione di Dumbo realizzata precedentemente per un altro parco divertimenti e simile a quella che sarà qui analizzata).

La macchina in questione è stata realizzata da Zamperla su commissione di Disney per essere installata nel parco di divertimenti Disneyland Resort attualmente in costruzione a Shanghai. Si tratta di una giostra rotante attorno ad un asse centrale ed avente la possibilità di variare l’inclinazione delle braccia alla cui estremità sono situati i veicoli (a forma di Dumbo) che ospiteranno i passeggeri.



Figura 1.1: Versione di Dumbo the flying elephant già installata in un parco divertimenti. Quella rappresentata in figura è una versione della giostra precedente a quella che sarà studiata nella presente tesi. [1]

La rotazione comporta il movimento di quasi tutta la struttura ed è governata tramite sei motori elettrici che agiscono su delle ruote a loro volta agenti sulla parte centrale della giostra.

Ciascun motore elettrico aziona una ruota (una comune ruota in gomma simile a quella di un autocarro) la quale a sua volta per mezzo dell'attrito mette in rotazione il centro della giostra contro il quale è spinta (si noti che i motori elettrici, e quindi le ruote, sono saldamente fissati al terreno per cui le ruote muovono il centro giostra e non viceversa). Dalla struttura centrale se ne dipartono sedici braccia la cui inclinazione può essere variata grazie alla presenza di un attuatore pneumatico. Dal momento che all'interno del braccio principale (a sezione tubolare rettangolare) è presente un tirante collegato anch'esso sia al centro giostra che alla zona del veicolo; il meccanismo nella zona del braccio è di fatto un quadrilatero articolato. Il pistone pneumatico agisce quindi su un lato di tale quadrilatero modificandone l'inclinazione, tale grado di libertà durante il funzionamento della giostra può essere controllato dai passeggeri grazie ad una manopola presente a bordo del veicolo. Si noti che l'utilizzo di un quadrilatero articolato consente di mantenere la zona dei passeggeri sempre alla stessa inclinazione evitando così che i veicoli si inclinino eccessivamente (una leggera variazione di inclinazione della zona passeggeri rimane presente poiché il meccanismo non è parallelogramma dal momento che i lati non sono a due a due uguali tra loro, tuttavia tale inclinazione è contenuta). Durante un normale ciclo di funzionamento la giostra si trova inizialmente ferma con le braccia alla posizione di altezza minima per consentire l'imbarco dei passeggeri. Ad inizio ciclo viene avviato il movimento di rotazione centrale per portare la macchina alla velocità di regime e le braccia vengono sollevate dalla posizione di altezza minima. Dopo che è stata raggiunta la posizione di altezza massima vengono abilitate le manopole con cui i passeggeri possono variare liberamente l'altezza del loro veicolo. Al termine del ciclo (di durata pari ad un minuto e mezzo circa) il movimento di rotazione rallenta e le braccia vengono portate automaticamente alla posizione di altezza minima per far scendere i passeggeri.

Per realizzare il dimensionamento dei componenti strutturali costituenti la giostra è necessario conoscere quali saranno i carichi agenti durante il ciclo appena descritto. Dal momento che questi ultimi sono influenzati dalla dinamica della macchina, in Zamperla si fa uso del software di analisi multibody Adams[®] per calcolare i parametri di sollecitazione in alcuni punti della giostra durante un ciclo di funzionamento standard. Si noti che per svolgere le simulazioni è necessaria una prima stima di quali saranno i movimenti effettuati e quali saranno i carichi applicati (ovvero quali sono le masse dei componenti). Per giungere quindi alla versione finale del modello numerico sarà necessario reiterare la procedura in seguito alla definizione completa dei componenti della macchina. Come accade in tutte le simulazioni multibody anche in questo caso il sistema analizzato al calcolatore va opportunamente semplificato rispetto alla realtà, per questo motivo non è necessario aver definito ogni singolo

dettaglio della macchina prima di fare le analisi. Nel corso di eventuali iterazioni dovranno quindi essere variati solo quei parametri che sono rilevanti per la simulazione stessa. Una volta ottenuta la versione definitiva di tale simulazione i parametri di sollecitazione che se ne ricavano sono utilizzati per effettuare le verifiche strutturali di tutti i componenti meccanici della giostra.

L'esperienza ha mostrato che i modelli multibody implementati in Adams[®] non sono in grado di descrivere completamente il comportamento dinamico della macchina reale, per questo motivo in Zamperla vengono utilizzati dei coefficienti di amplificazione per sopperire alla discrepanza tra simulazioni e realtà. Di fatto quindi i parametri ottenuti numericamente vengono opportunamente scalati (maggiorati) per evitare di sottodimensionare i componenti. In base alla procedura di progettazione sinteticamente esposta si può notare che le simulazioni svolte in Adams[®] sono di fondamentale importanza dal momento che su queste si basa tutto il dimensionamento dei componenti meccanici della giostra. Per questo motivo, a partire dalle giostre che verranno analizzate in questa tesi, Disney richiede per contratto che i modelli numerici vengano validati con analisi sperimentali sulla macchina al termine del processo di progettazione ed assemblaggio. Da questa esigenza scaturisce tutto il lavoro riportato nelle prime parti della presente tesi inerente la strumentazione delle giostre (tramite estensimetri e accelerometro a tre assi), la rilevazione dei dati sperimentali durante il funzionamento delle macchine e l'analisi dei dati raccolti per risalire ai parametri di sollecitazione in alcuni dei componenti principali della giostra. Ci si aspetta ovviamente che quanto rilevato sperimentalmente sia compatibile con quanto precedentemente calcolato per via numerica tenendo conto degli opportuni coefficienti di amplificazione.

CAPITOLO 2

Modifica dei componenti

Nelle fasi iniziali del lavoro si è posta l'attenzione alla modifica di alcuni componenti della giostra per innalzare il livello di tensione presente in questi ultimi. Questa operazione è dettata dalla necessità di ottenere dei livelli di sollecitazione che siano sufficientemente elevati a dar luogo a deformazioni apprezzabili tramite gli estensimetri.

In particolare, i componenti sui quali si è ipotizzato di effettuare le modifiche sono il terminale del pistone di sollevamento del braccio (figura 2.1) ed il tirante (figura 2.2) utilizzato per chiudere il quadrilatero formato da braccio, piastra di supporto del veicolo e centro giostra al fine di mantenere in posizione sempre verticale i passeggeri (eccezion fatta per la leggera variazione già menzionata e descritta al capitolo 1).

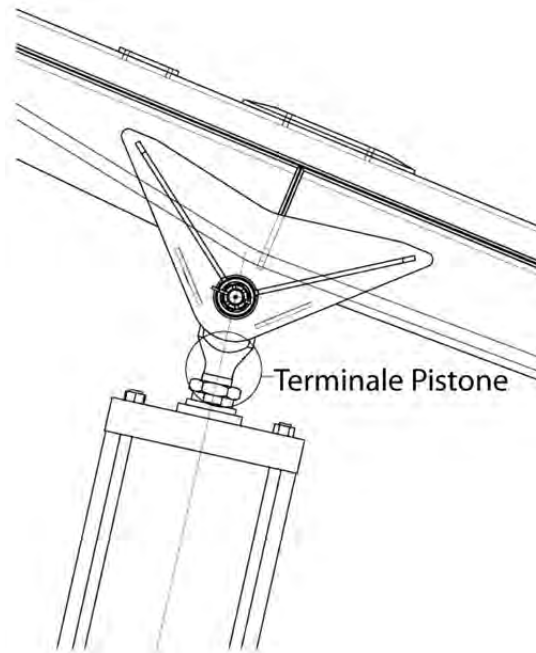


Figura 2.1: Dettaglio terminale del pistone. Questa è una delle zone che verranno strumentate tramite estensimetri.

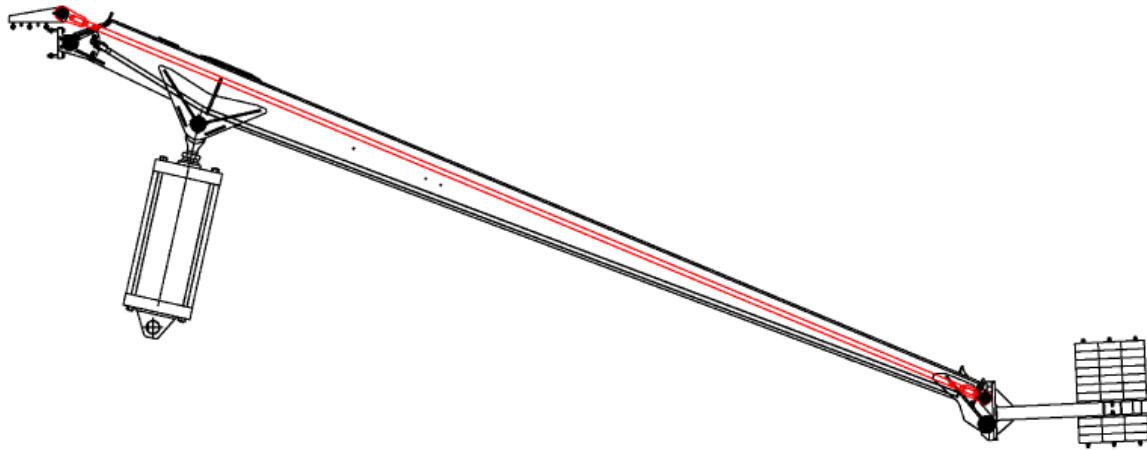


Figura 2.2: Il tirante del braccio è rappresentato in rosso nella figura. Si può osservare che questo componente è posto all'interno del braccio principale sfruttando il fatto che quest'ultimo è a sezione tubolare rettangolare.

2.1 Modifica del tirante

Lo scopo della modifica del tirante è, come già riportato, incrementare in una piccola porzione dello stesso le tensioni ed ottenere così valori di deformazione maggiori e quindi più facilmente rilevabili con gli estensimetri. Per far ciò si è partiti da semplici conti sui valori analitici delle tensioni ottenibili per avere una prima indicazione di quale riduzione di diametro operare. Il componente di partenza è una barra realizzata in 42CrMo4 ($\sigma_S = 650$ MPa) di lunghezza pari a 6 m avente sezione circolare di diametro 30 mm, supponendo di operare una riduzione fino ad un diametro pari a 24 mm si ottiene:

$T = 21870$ N, carico assiale nel tirante

$\mu = 0.2$, coefficiente di attrito

$D = 40$ mm, diametro snodo sferico

Momento flettente causato dall'attrito negli snodi sferici:

$$M_f = T \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} = 87480 \text{ Nmm} \quad (2.1)$$

$\varnothing = 24$ mm, diametro della sezione

$A = 452.39$ mm², area della sezione

$W = 1357.17$ mm³, modulo di resistenza a flessione della sezione

Tensione derivante dal carico assiale:

$$\sigma_T = \frac{T}{A} = \frac{21870}{452.39} = 48.34 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

Tensione derivante dal momento flettente:

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W} = \frac{87480}{1357.17} = 64.46 \text{ MPa} \quad (2.3)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_T + \sigma_{Mf} = 48.34 + 64.46 = 112.80 \text{ MPa} \quad (2.4)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_T - \sigma_{Mf} = 48.34 - 64.46 = -16.11 \text{ MPa} \quad (2.5)$$

A cui corrispondono dei valori di deformazione:

$$\varepsilon_{max} = \frac{\sigma_{max}}{E} \cdot 10^6 = \frac{112.80}{210000} \cdot 10^6 = 537.15 \frac{\mu m}{m} \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_{min} = \frac{\sigma_{min}}{E} \cdot 10^6 = \frac{16.11}{210000} \cdot 10^6 = 76.74 \frac{\mu m}{m} \quad (2.7)$$

Applicando inoltre i coefficienti di amplificazione dinamica si ottiene:

$$\sigma_{max,din} = \sigma_{max} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 175.97 \text{ MPa} \quad (2.8)$$

$$\sigma_{min,din} = \sigma_{min} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = -25.14 \text{ MPa} \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_{max,din} = 837.95 \frac{\mu m}{m} \quad (2.10)$$

$$\varepsilon_{min,din} = 119.71 \frac{\mu m}{m} \quad (2.11)$$

I valori ottenuti sono compatibili sia con il limite di snervamento del materiale che con la volontà di amplificare le deformazioni.

Per validare quanto ottenuto tramite questi primi conti sui valori nominali, e valutare gli effetti legati al restringimento di sezione si è svolta un'analisi agli elementi finiti utilizzando il codice di calcolo Ansys[®]. Vista l'assialsimmetria della geometria (figura 2.3) e considerando inoltre la natura del carico assiale e del momento flettente, l'analisi è stata fatta utilizzando elementi Plane25 (elemento bidimensionale avente 4 nodi utilizzato per analizzare strutture assialsimmetriche caricate in maniera non assialsimmetrica).

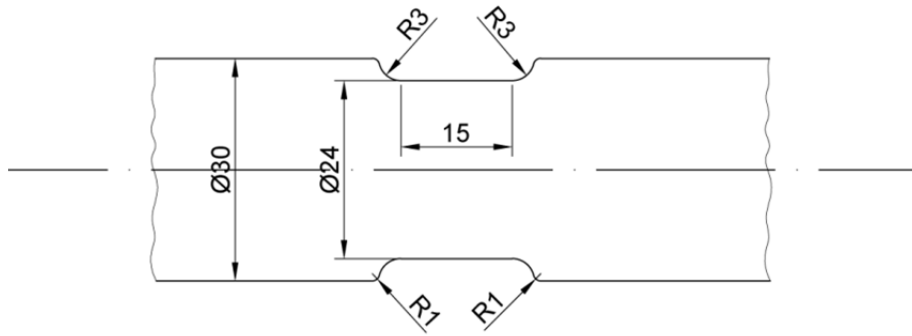


Figura 2.3: Schizzo di riferimento per la modifica del tirante.

I carichi (trazione e flessione) sono stati applicati con due condizioni di carico differenti che sono state quindi sovrapposte tra di loro in un'unica combinazione di carico. Dal momento che l'analisi è su elementi piani si è proceduto a valutare quali fossero le tensioni, corrispondenti ai carichi, da applicare in una sezione lontana dalla zona di analisi. Si sono quindi calcolate le tensioni massime che si ottengono in una sezione di diametro pari a 30 mm:

$\varnothing = 30 \text{ mm}$, diametro della sezione

$A = 706.86 \text{ mm}^2$, area della sezione

$W = 2650.72 \text{ mm}^3$, modulo di resistenza a flessione della sezione

Tensione derivante dal carico assiale:

$$\sigma_{T,din} = \frac{T}{A} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = \frac{21870}{706.86} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 48.27 \text{ MPa} \quad (2.12)$$

Tensione derivante dal momento flettente:

$$\sigma_{Mf,din} = \frac{M_f}{W} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = \frac{87480}{2650.72} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 51.48 \text{ MPa} \quad (2.13)$$

Noti tali valori il carico flettente è stato applicato con un andamento lineare dal valore massimo in corrispondenza delle fibre più esterne fino a valore nullo all'asse, ed inoltre è stato poi sviluppato in serie in Fourier con l'apposito comando Ansys[®] per tener conto della variazione in funzione dell'anomalia considerata. Il carico di trazione è stato invece applicato in maniera uniforme su tutta la sezione.

Le tensioni risultanti dalla combinazione di carico, lungo la direzione dell'asse del componente sono riportate nella seguente figura:

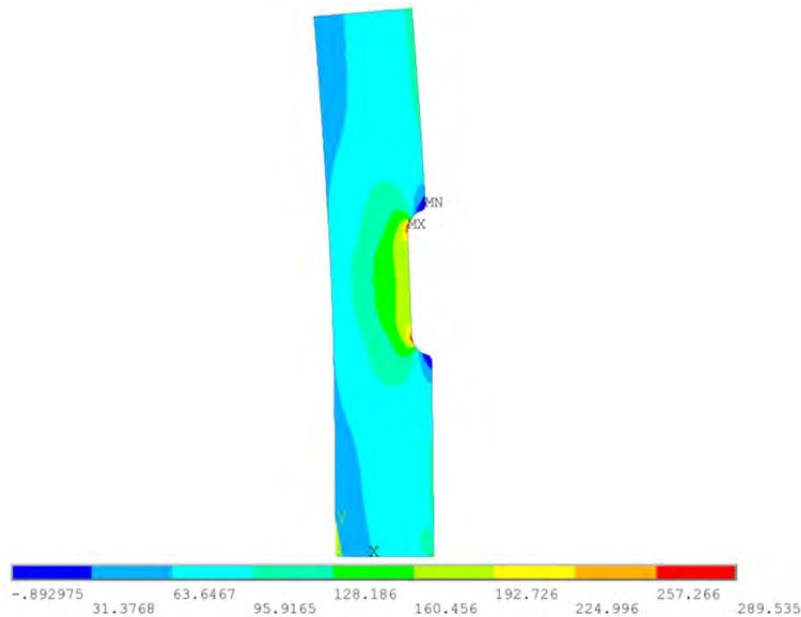


Figura 2.4: Rappresentazione delle tensioni presenti nel componente modificato.

La verifica rispetto allo snervamento è quindi soddisfatta in tutti i punti del componente nel caso di sollecitazione massima amplificata tramite gli opportuni coefficienti.

Infine sono state mappate le tensioni presenti nella zona di incollaggio dell'estensimetro, il risultato è sinteticamente descritto dal seguente grafico:

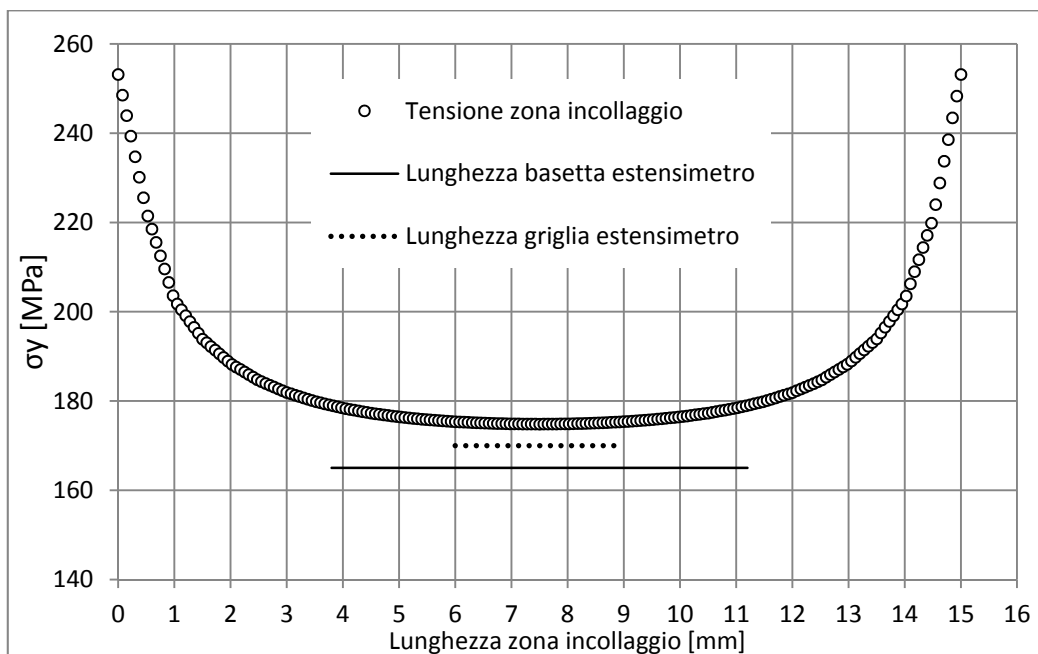


Figura 2.5: Andamento delle tensioni nella zona prevista per l'incollaggio. Nella figura sono riportati anche l'ingombro della griglia e della bassetta dell'estensimetro con delle linee (o punti) aventi lunghezza pari a quella dei due elementi citati.

Il grafico precedentemente riportato mostra come la lunghezza scelta (15 mm) per la riduzione di diametro sia sufficiente a garantire un andamento pressoché costante per le tensioni in corrispondenza della griglia dell'estensimetro, evitando così gli effetti perturbativi del restringimento di diametro che comporterebbero difficoltà nel risalire ai carichi agenti.

Per il punto di sollecitazione massima risulta:

$$\sigma_{max,zona\ incollaggio} = 175.37\ MPa < 260\ MPa = \frac{\sigma_s}{2}$$

Questa verifica consente di ritenere che durante tutte le prove il materiale si manterrà in regime lineare e quindi in un ciclo di carico le deformazioni iniziali coincideranno con quelle finali. Complessivamente quindi la modifica proposta risulta soddisfacente i requisiti.

A causa di difficoltà tecniche incontrate da Zamperla, la modifica del tirante sopra proposta e discussa non è stata in seguito realizzata, per gli stessi problemi inoltre si è scelto di non strumentare il tirante a differenza di quanto si era inizialmente programmato.

2.2 Modifica del terminale del pistone

La modifica del terminale del pistone è dettata da motivazioni analoghe a quanto già detto per la modifica del tirante, anche la modalità di svolgimento delle analisi è simile (il materiale in questo caso è un acciaio C45, $\sigma_s = 370\ MPa$).

I conti manuali sui valori netti di tensione risultano in questo caso, per un diametro di 34 mm pari a:

$T = 44913\ N$, carico assiale nel pistone

$\mu = 0.15$, coefficiente di attrito

$D = 50\ mm$, diametro snodo sferico

Momento flettente causato dagli attriti negli snodi sferici:

$$M_f = T \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \cdot \text{sgn}(\omega) = 44913 \cdot 0.15 \cdot \frac{50}{2} = 168423.8\ Nmm \quad (2.14)$$

con:

$\text{sgn}(\omega)$ = segno della velocità di rotazione relativa dell'uniball

$\emptyset = 34\ mm$, diametro della sezione

$A = 907.92\ mm^2$, area della sezione

$W = 3858.66\ mm^3$, modulo di resistenza a flessione della sezione

Tensione derivante dal carico assiale:

$$\sigma_T = \frac{T}{A} = \frac{44913}{907.92} = 49.47 \text{ MPa}, \quad (2.15)$$

Tensione derivante dal momento flettente:

$$\sigma_{Mf} = \frac{M_f}{W} = \frac{168423.8}{3858.66} = 43.65 \text{ MPa} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_T + \sigma_{Mf} = 49.47 + 43.65 = 93.12 \text{ MPa} \quad (2.17)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_T - \sigma_{Mf} = 49.47 - 43.65 = 5.82 \text{ MPa} \quad (2.18)$$

A cui corrispondono dei valori di deformazione:

$$\varepsilon_{max} = \frac{\sigma_{max}}{E} \cdot 10^6 = \frac{93.12}{210000} \cdot 10^6 = 443.41 \frac{\mu m}{m} \quad (2.19)$$

$$\varepsilon_{min} = \frac{\sigma_{min}}{E} \cdot 10^6 = \frac{5.82}{210000} \cdot 10^6 = 27.71 \frac{\mu m}{m} \quad (2.20)$$

Applicando inoltre i coefficienti di amplificazione dinamica si ottiene:

$$\sigma_{max,din} = \sigma_{max} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 145.26 \text{ MPa} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{min,din} = \sigma_{min} \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 9.08 \text{ MPa} \quad (2.22)$$

$$\varepsilon_{max,din} = 691.72 \frac{\mu m}{m} \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_{min,din} = 43.23 \frac{\mu m}{m} \quad (2.24)$$

I conti sui valori netti di tensione affermano che la scelta di ridurre il diametro fino a 34 mm consente di innalzare il livello di tensione mantenendo tuttavia le tensioni entro i limiti di sicurezza.

Al fine di validare questa prima ipotesi di diametro è stato eseguito anche in questo caso un modello FEM. Partendo dai modelli geometrici già in possesso di Zamperla è stata effettuata un'analisi 3D tramite il software Ansys Workbench.

Si riporta di seguito il modello geometrico finale del terminale:

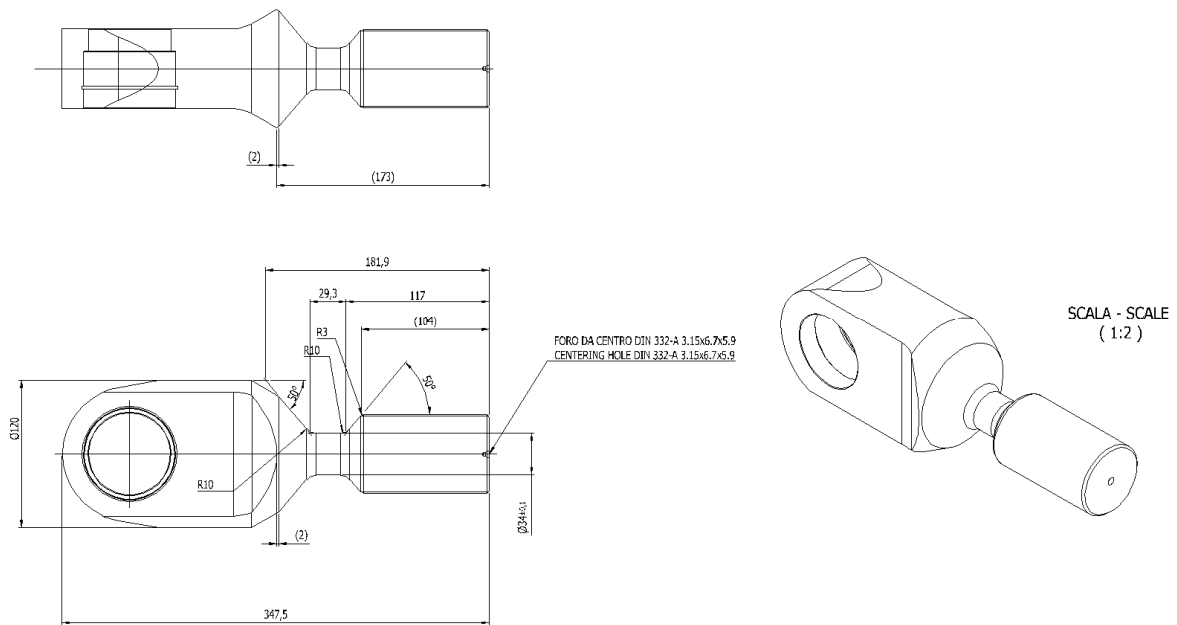


Figura 2.6: Geometria terminale pistone modificato. Si noti la riduzione di diametro operata per innalzare il livello delle tensioni.

Con la geometria rappresentata in figura 2.6 i valori di tensione che si ottengono nella zona di incollaggio degli estensimetri sono sinteticamente riportati nelle seguenti figure:

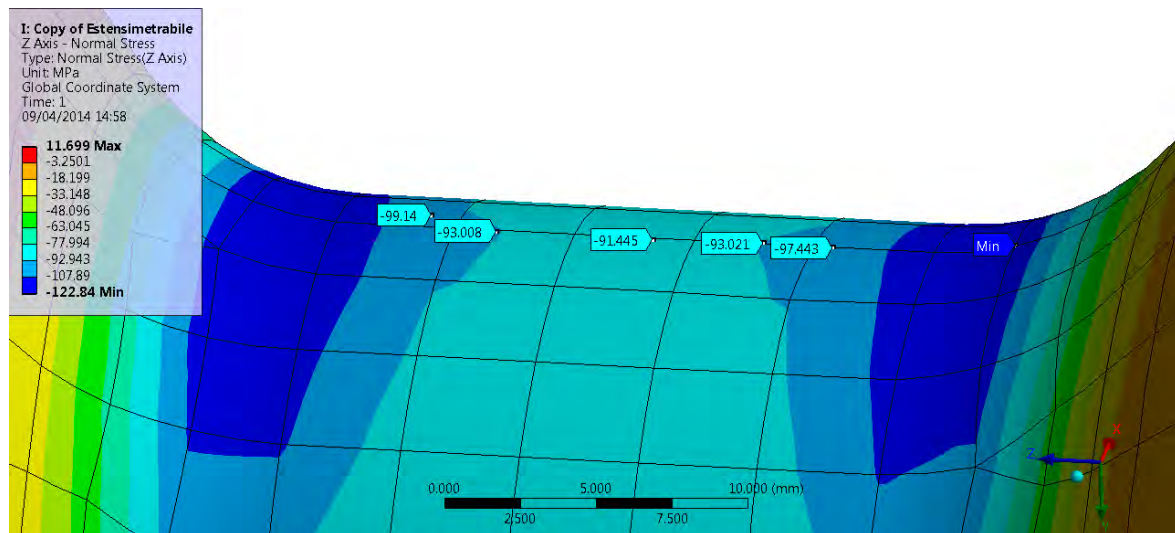


Figura 2.7: Tensioni in corrispondenza del restringimento di sezione nel terminale del pistone. Nella figura è rappresentata una vista di dettaglio della zona in cui le tensioni derivanti dallo sforzo assiale si sommano a quelle derivanti dal momento flettente.

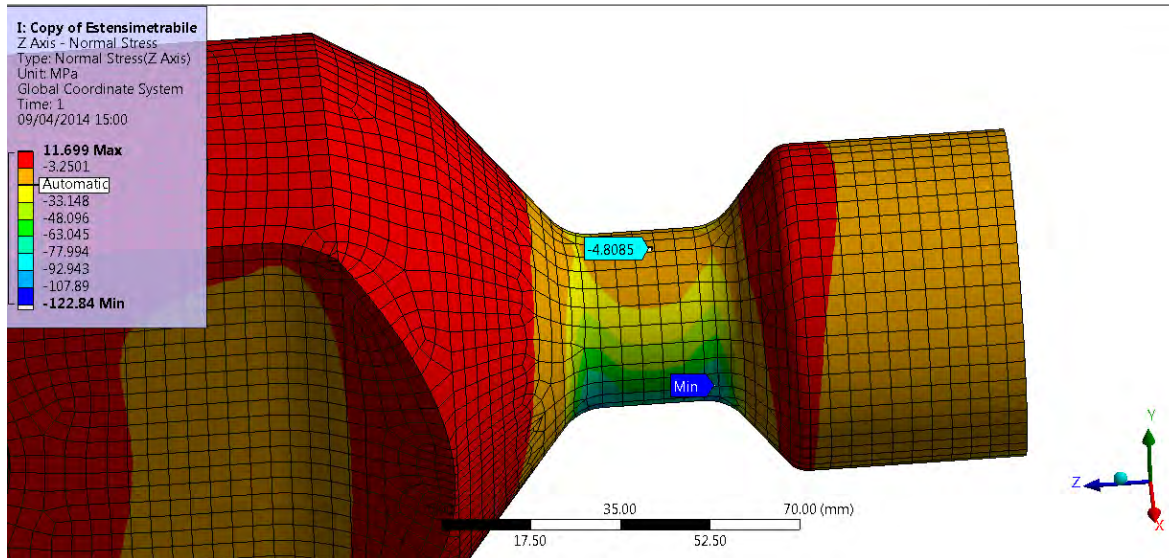


Figura 2.8: Vista di dettaglio della zona in cui le tensioni derivanti dal momento flettente si sottraggono a quelle derivanti dallo sforzo assiale.

Le analisi agli elementi finiti confermano che il restringimento fino ad un diametro pari a 34 mm risulta appropriato. Per il punto a sollecitazione massima nella zona di incollaggio risulta infatti:

$$\sigma_{max,zona\ incollaggio} = 93.02 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 145.11\ MPa < 148\ MPa = \frac{\sigma_s}{2}$$

Questa verifica consente di ritenere che durante tutte le prove il materiale si manterrà in regime lineare e quindi in un ciclo di carico le deformazioni iniziali coincideranno con quelle finali. Complessivamente quindi la modifica proposta risulta soddisfacente i requisiti.

A differenza di quanto accaduto per il tirante, la modifica appena discussa è stata realmente apporta al componente che è stato quindi estensimetrato come si vedrà nel dettaglio in seguito.

CAPITOLO 3

Strumentazione della giostra Dumbo

Come già riportato nel capitolo introduttivo (capitolo 1), nelle prime fasi di lavoro l'obiettivo è stato quello di misurare i parametri di sollecitazione presenti nei componenti principali della giostra Dumbo per poter validare i modelli numerici precedentemente realizzati da Zamperla ed utilizzati come riferimento per la progettazione. Per conseguire tale obiettivo diversi strumenti sono stati installati a bordo della macchina:

- Estensimetri: sono lo strumento principale per le rilevazioni, grazie agli estensimetri è stato possibile misurare le deformazioni presenti in punti specifici della giostra, da queste risalire allo sforzo e quindi al carico agente in tale punto.
- Accelerometro: l'accelerometro a 3 assi è stato utilizzato per misurare le accelerazioni subite dagli utenti a bordo della giostra ed è stato quindi installato nella posizione che normalmente compete a questi ultimi (in particolare nella posizione del più esterno dei due passeggeri).
- Potenzimetro rotativo ad effetto di Hall: questo strumento è stato utilizzato per valutare l'angolo di rotazione del braccio nelle fasi di sollevamento ed abbassamento. Il suo posizionamento verrà descritto più in dettaglio nel seguito.
- Centraline: Le centraline IMC Cronos-PL2 e IMC Cansas sono state installate a bordo della macchina per poter acquisire e memorizzare i segnali derivanti dagli strumenti precedentemente citati. La Cronos-PL2 è una centralina di acquisizione dati alla quale possono essere connessi ponti estensimetrici, ma anche altri strumenti di misura (come l'accelerometro o il sensore di Hall). Attraverso il collegamento ad un normale pc è possibile impostare la tipologia di strumenti connessi alle varie porte della centralina, la frequenza di acquisizione, il tipo di ponte estensimetrico realizzato ed altri parametri necessari al corretto svolgimento delle prove. La Cansas è invece un'espansione della centralina Cronos, questo significa che sebbene alla prima possano essere collegati gli stessi tipi di strumenti della seconda, la Cansas non può funzionare in maniera

autonoma. E' quindi strettamente necessario collegarla alla centralina Cronos sia durante la programmazione che durante le misure sperimentali.

3.1 Scelta delle posizioni da estensimetrare

La scelta delle posizioni in cui incollare gli estensimetri è cruciale per l'esito delle misurazioni. La posizione, ed il tipo di collegamento effettuato tra gli strumenti determina infatti il tipo di carico che si andrà a rilevare nel punto di misura. Nella presente analisi sono stati utilizzati due tipi di estensimetri:

- Estensimetri KYOWA[®] a griglia singola (KFG-3-120-C1-11L3M3R): si tratta di estensimetri precablati con 3 metri di cavo ed aventi griglia estensimetrica lunga 3 mm. Il gauge factor di questo tipo di estensimetri è pari a $2.08 \pm 1\%$, mentre la resistenza è pari a 120Ω . Per gli estensimetri che sono stati incollati nella zona del braccio principale e del terminale del pistone i cavi dell'estensimetro sono stati allungati. Questa operazione è stata necessaria poiché la distanza da coprire per raggiungere le centraline di acquisizione era di circa 8 m. L'allungamento è stato effettuato unendo al cavo preesistente (che per questo tipo di estensimetri è formato da 3 fili separati) un'altra porzione di cavo tramite stagnatura. La giunzione stagnata è stata coperta, per motivi di protezione e di resistenza strutturale, con una guaina termorestringente.
- Rosetta estensimetrica HBM[®]: in questo caso l'estensimetro presenta due griglie estensimetriche sovrapposte, disposte a 90° tra di loro. Dal momento che non si tratta di un estensimetro precablato si è proceduto al collegamento elettrico della griglia estensimetrica ad un cavo esterno, la descrizione della procedura utilizzata è riportata nel seguito. Il gauge factor di questo tipo estensimetro è pari a $1.98 \pm 1.5\%$, mentre la resistenza è pari a 120Ω .

Gli estensimetri sopra riportati vengono utilizzati per rilevare le deformazioni localmente presenti nel materiale, per poter svolgere tale funzione devono essere inseriti in un circuito a ponte di Wheatstone (Figura 3.1), così facendo infatti, la variazione di resistenza provocata dalla deformazione della griglia estensimetrica comporta uno sbilanciamento del ponte che può essere rilevato dalle centraline di acquisizione.

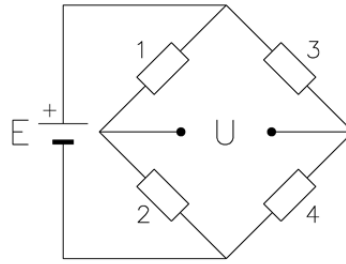


Figura 3.1: Rappresentazione schematica del circuito a ponte di Wheatstone. Con E è indicata l'alimentazione esterna, mentre con U il segnale che si ottiene in uscita dal ponte.

Nella presente analisi sono state utilizzate due tipologie di collegamento per gli estensimetri:

- Quarto di ponte: in questo caso si collega un singolo estensimetro nel ponte di Wheatstone (in posizione 1). Con questa tipologia di collegamento l'estensimetro occupa un canale di acquisizione della centralina e la deformazione misurata non è combinata in alcun modo con quella degli altri estensimetri, per questo motivo questo tipo di collegamento rileva tutti i carichi agenti nel punto di incollaggio. Facendo riferimento all'analisi in esame, laddove si posizionano estensimetri a quarto di ponte si vanno a rilevare contemporaneamente sia il carico di flessione che il carico derivante dallo sforzo normale; questo significa che i due contributi sono sovrapposti algebricamente e non distinguibili dal singolo canale. Disponendo però due estensimetri nella stessa sezione, uno lato fibre tese ed uno lato fibre compresse, i risultati ottenuti possono essere tra loro combinati per estrarre da questi i singoli contributi: la semi somma consente infatti di individuare le deformazioni legate allo sforzo normale mentre la semi differenza quelle derivanti dal momento flettente:

$$\frac{\varepsilon_{est,1} + \varepsilon_{est,2}}{2} = \frac{(\sigma_N + \sigma_{Mf})_{est,1} + (\sigma_N - \sigma_{Mf})_{est,1}}{2} = \frac{2\sigma_N}{2} = \sigma_N$$

$$\frac{\varepsilon_{est,1} - \varepsilon_{est,2}}{2} = \frac{(\sigma_N + \sigma_{Mf})_{est,1} - (\sigma_N - \sigma_{Mf})_{est,1}}{2} = \frac{2\sigma_{Mf}}{2} = \sigma_{Mf}$$

Negli sviluppi sopra riportati si noti che i valori di σ_N e σ_{Mf} sono uguali per i due estensimetri visto che sono posizionati nella stessa sezione.

- Mezzo ponte: nel collegamento a mezzo ponte due estensimetri sono collegati tra loro nelle posizioni 1 e 2 di figura 3.1 (i due estensimetri occupano così facendo un solo canale nella centralina), operando in questo modo si sommano tra loro i contributi deformativi dei due estensimetri visto che la formula per la sensibilità del ponte di Wheatstone è:

$$\frac{U}{V} = \frac{K}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (3.1)$$

Dal momento che gli estensimetri sono collegati nelle posizioni 1 e 2 i loro segnali sono sottratti algebricamente, se tuttavia si misurano contributi tra loro opposti in segno il risultato finale è chiaramente la somma degli stessi. Questo risultato si ottiene sia con la rosetta estensimetrica che con gli estensimetri collegati a mezzo ponte che misurano il momento flettente (si noti che questi ultimi se presi singolarmente sono sensibili anche allo sforzo normale, tale contributo viene tuttavia eliso dal mezzo ponte poiché di segno uguale in entrambi gli estensimetri).

Al fine di rilevare i carichi realmente presenti nella giostra diversi estensimetri sono stati incollati in vari punti della stessa, si individuano 3 zone principali di misura: la zona del veicolo (ovvero quella più vicina ai passeggeri), la zona del braccio principale e la zona del terminale del tirante. Nelle fasi preliminari si era supposto di estensimetrare anche il tirante della giostra, tuttavia, come già riportato al paragrafo 2.1, a causa di difficoltà incontrate da Zamperla si è in seguito rinunciato ad effettuare tali misure.

Nella zona del veicolo sono stati applicati:

- 1 rosetta estensimetrica collegata a mezzo ponte per misurare il momento torcente
- 2 estensimetri collegati a mezzo ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano verticale
- 2 estensimetri collegati a mezzo ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano orizzontale

Nella zona del braccio principale sono stati applicati:

- 2 estensimetri collegati a quarto di ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano verticale e lo sforzo normale
- 2 estensimetri collegati a mezzo ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano orizzontale
- 1 estensimetro collegato a quarto di ponte e posizionato alla base del fazzoletto saldato di irrigidimento

Nella zona del terminale sono stati applicati:

- 2 estensimetri collegati a quarto di ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano verticale e lo sforzo normale

La figura riportata a pagina seguente illustra la disposizione degli estensimetri nelle varie zone appena citate.

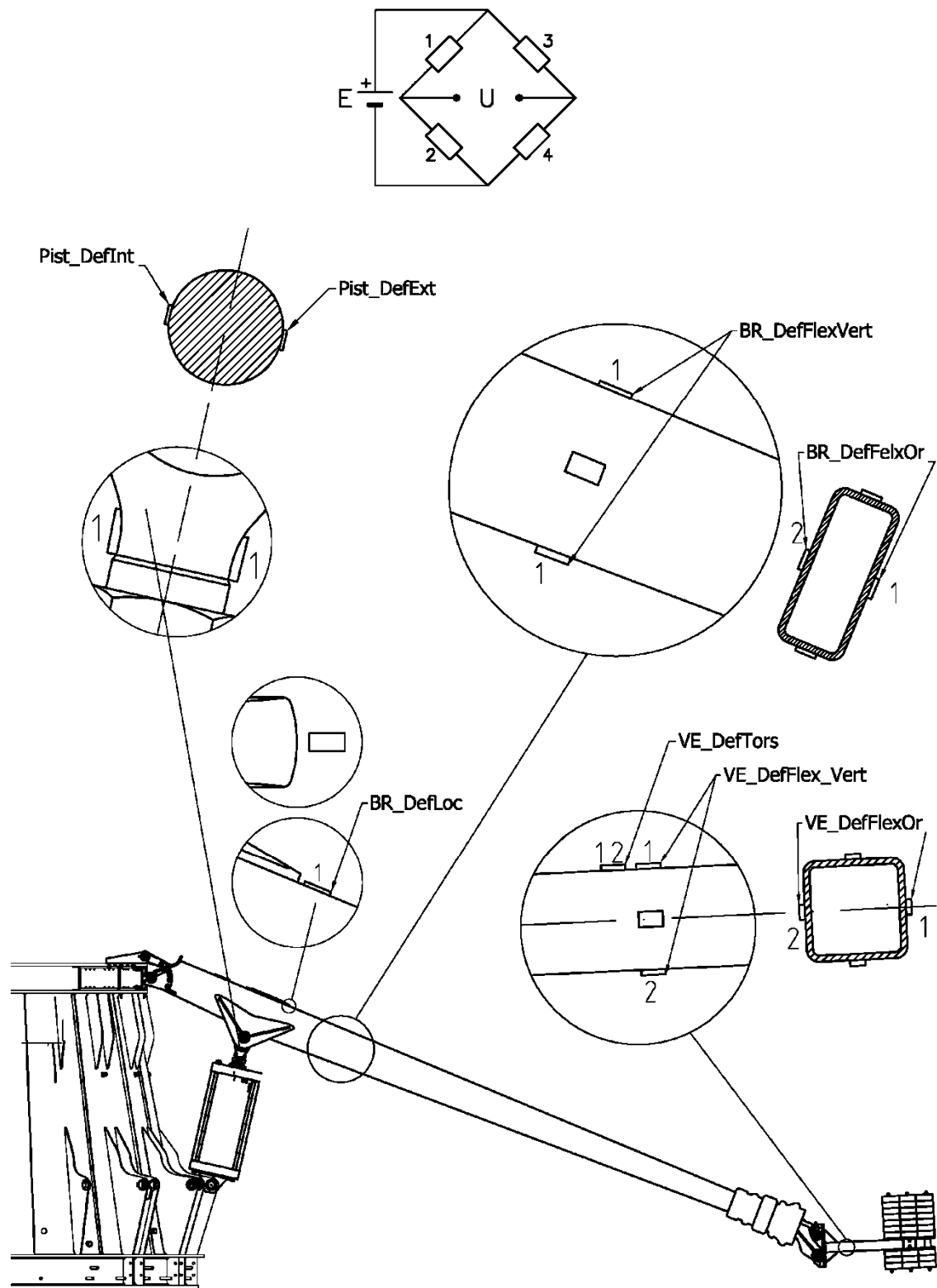


Figura 3.2: Disposizione degli estensimetri nella giostra Dumbo. Nella figura sono riportati schematicamente i punti in cui sono stati incollati gli estensimetri e la posizione del singolo estensimetro nel ponte di Wheatstone. Inoltre sono stati riportati i nomi dei canali associati ad uno o più estensimetri. Tali nomi verranno utilizzati nella configurazione della centralina e saranno usati anche per rappresentare i risultati successivamente.

Per ciascuna delle tre zone si è studiato dove fosse più conveniente procedere all'incollaggio, questa scelta deve tener conto di due fattori spesso tra loro opposti: da un lato si deve rimanere sufficientemente lontani dalle sezioni di estremità e dagli elementi di irrigidimento per evitare gli effetti di concentrazione delle tensioni, dall'altro però ci si deve porre il più vicino possibile al punto di massimo della sollecitazione per avere maggior sensibilità.

Nella zona del braccio si è deciso di porsi a 3 mm dal piede del cordone di saldatura del fazzoletto di irrigidimento per valutare gli effetti derivanti dalla presenza di tale elemento e a 200 mm dalla saldatura per misurare i carichi presenti sul braccio (tale posizione è stata scelta in base alle analisi FEM svolte da Zamperla).

Nel terminale ci si è posti al centro del restringimento di sezione già descritto al paragrafo 2.2. La scelta del numero di estensimetri da posizionare in questa zona è stata oggetto di più iterazioni: in prima analisi si era ipotizzato di misurare esclusivamente lo sforzo normale agente sul terminale del pistone, per questo motivo si era supposto di realizzare una configurazione a ponte intero. Questo tipo di configurazione risultava necessaria dato che, come già ricordato precedentemente, collegando gli estensimetri a mezzo ponte si ricavano i contributi del momento flettente, mentre vengono elisi quelli dello sforzo normale. Una soluzione teoricamente possibile sarebbe collegare gli estensimetri in posizione 1 e 3 così da elidere i contributi del momento flettente e sommare quelli dello sforzo normale. Tuttavia questo tipo di soluzione non è praticamente attuabile poiché la centralina può completare il mezzo ponte solo con due resistenze poste nello stesso ramo e non su rami opposti. Volendo quindi collegare gli estensimetri in posizione 1 e 3 è obbligatorio completare interamente il ponte con altri estensimetri, questi ultimi devono tuttavia essere insensibili ai carichi (ovvero devono essere posti in zone a deformazione pressoché nulla) poiché altrimenti i loro segnali si sommerebbero/sottrarrebbero a quelli degli estensimetri utilizzati per rilevare i carichi. Per tener conto di queste necessità si era ipotizzato di disporre gli estensimetri come nella seguente figura 3.3.

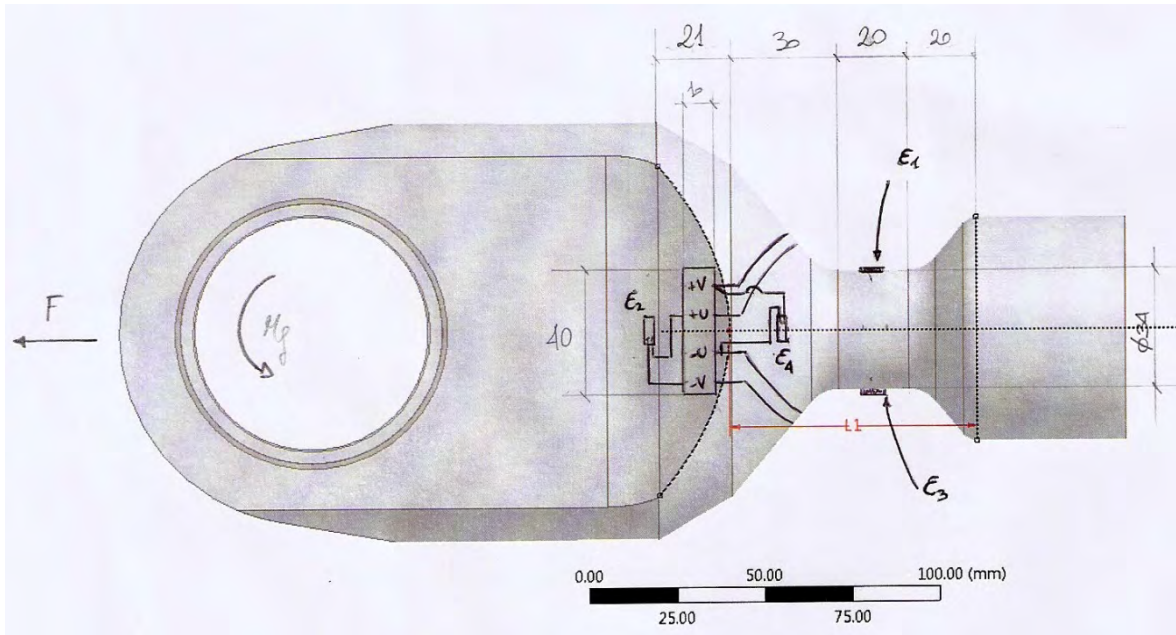


Figura 3.3: Ipotesi di disposizione degli estensimetri per la configurazione a ponte intero.

si noti che gli estensimetri 2 e 4 sono in zone scariche (si veda figura 3.4) e disposti inoltre ortogonalmente alla direzione prevalente di deformazione.

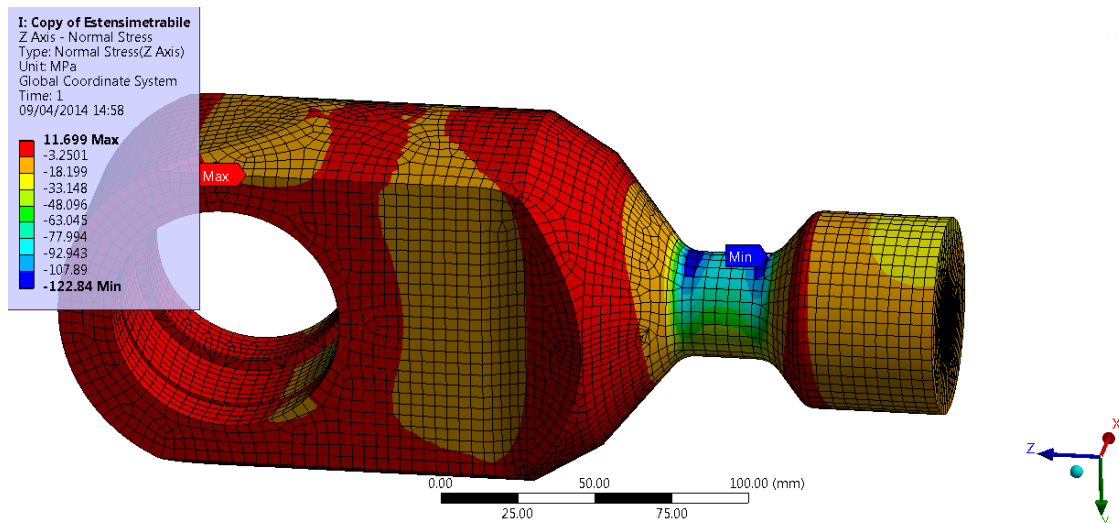


Figura 3.4: Tensioni presenti nel terminale del pistone.

In figura 3.3 si può notare anche una soluzione proposta per il passaggio dei cavi di collegamento, altre soluzioni che erano state ipotizzate sono riportate in figura 3.5 tuttavia quella di figura 3.3 è quella che presenta il numero minore di sovrapposizioni tra cavi ed è quindi da preferirsi.

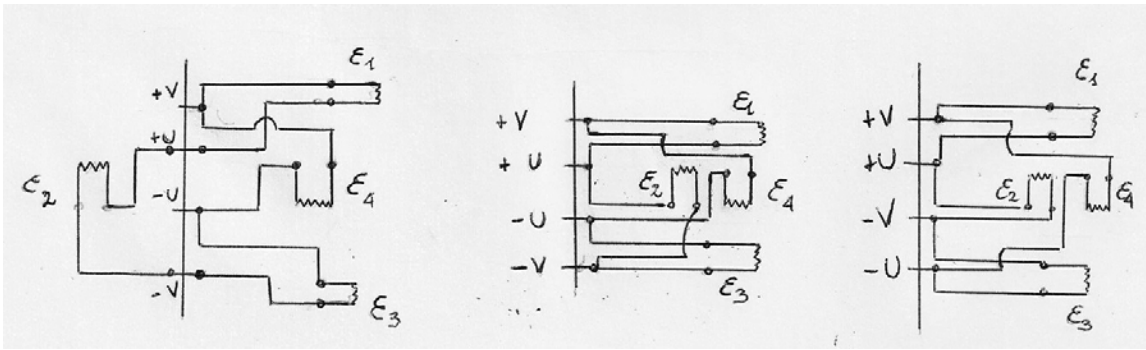


Figura 3.5: Soluzioni alternative per il passaggio cavi nella configurazione a ponte intero.

L'ipotesi di realizzare un ponte completo è stata successivamente scartata poiché si è preferito avere la possibilità di misurare sia il contributo di sforzo normale che quello del momento flettente visto che quest'ultimo risulta significativo secondo quanto previsto dalle simulazioni numeriche. Si è quindi optato in definitiva per la configurazione con due estensimetri collegati entrambi ad un quarto di ponte.

Nella zona del veicolo invece si è valutato il posizionamento tenendo conto della presenza degli elementi di irrigidimento vicino alla piastra di collegamento, le considerazioni ed i risultati sono esposti nei seguenti paragrafi.

3.2 Analisi FEM zona veicolo, modello Shell

Scopo della seguente analisi è valutare gli effetti di distorsione delle tensioni derivanti dalla presenza delle ali di irrigidimento nel telaio utilizzato per connettere il veicolo (sostituito con delle zavorre durante le prove) al braccio principale. Tali non linearità renderebbero infatti difficile collegare le tensioni (ovvero le deformazioni opportunamente convertite) rilevate attraverso gli estensimetri, con i carichi presenti nella sezione di misura.

3.2.1 Modello analitico di riferimento

Il modello analitico a cui fare riferimento per una prima approssimazione è quello di trave incastrata ad un'estremità e libera all'altra. Imposto un carico verticale all'estremità libera, i valori di tensione che si ottengono secondo tale modello sono facilmente individuabili:

$$F = 3680 \text{ N}$$

$$L_1 = 467 \text{ mm}$$

$$M_{f1} = T \cdot L_1 = 178560 \text{ Nmm}$$

$$L_2 = 617 \text{ mm}$$

$$M_{f2} = T \cdot L_2 = 2270560 \text{ Nmm}$$

$$h = 80 \text{ mm, altezza sezione}$$

$$b = 80 \text{ mm, larghezza sezione}$$

$$w = 5 \text{ mm, spessore profilo tubolare}$$

$$J = 1314420.6119 \text{ mm}^4, \text{ momento d'inerzia della sezione}$$

$$W = 32860.5153 \text{ mm}^3, \text{ modulo di resistenza a flessione}$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{M_{f1}}{W} = \frac{178560}{32860.5153} = 52.30 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{Mf2} = \frac{M_{f2}}{W} = \frac{2270560}{32860.5153} = 69.10 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

L'andamento tra i due valori è ovviamente di tipo lineare.

Per calcolare in maniera esatta il momento d'inerzia della sezione, ovvero per tener conto delle presenza dei raccordi negli angoli del profilo tubolare, si è utilizzato il software AutoCAD®. Dopo aver realizzato la sezione riportata nella figura seguente, si è individuata la regione compresa tra i due profili disegnati e quindi si sono estratte le proprietà di tali regione. Tra queste quella di interesse al momento dell'analisi era proprio il momento d'inerzia della sezione (si noti che vista la doppia simmetria della sezione i due momenti di inerzia rispetto all'asse verticale ed orizzontale risultano uguali tra loro).

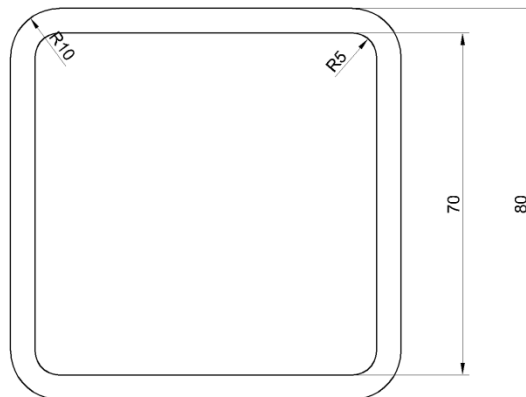


Figura 3.6: Sezione del tubolare utilizzato per le prove.

3.2.2 Modello geometrico

Per realizzare la presente analisi, dato lo sviluppo geometrico prevalentemente planare degli elementi strutturali, si è utilizzato l'elemento Shell181 della libreria di Ansys®. Come

conseguenza di tale scelta nel costruire la geometria si è rappresentato il piano medio degli elementi geometrici. I valori di riferimento sono stati presi direttamente dalle tavole dei disegni fornite dalla Zamperla:

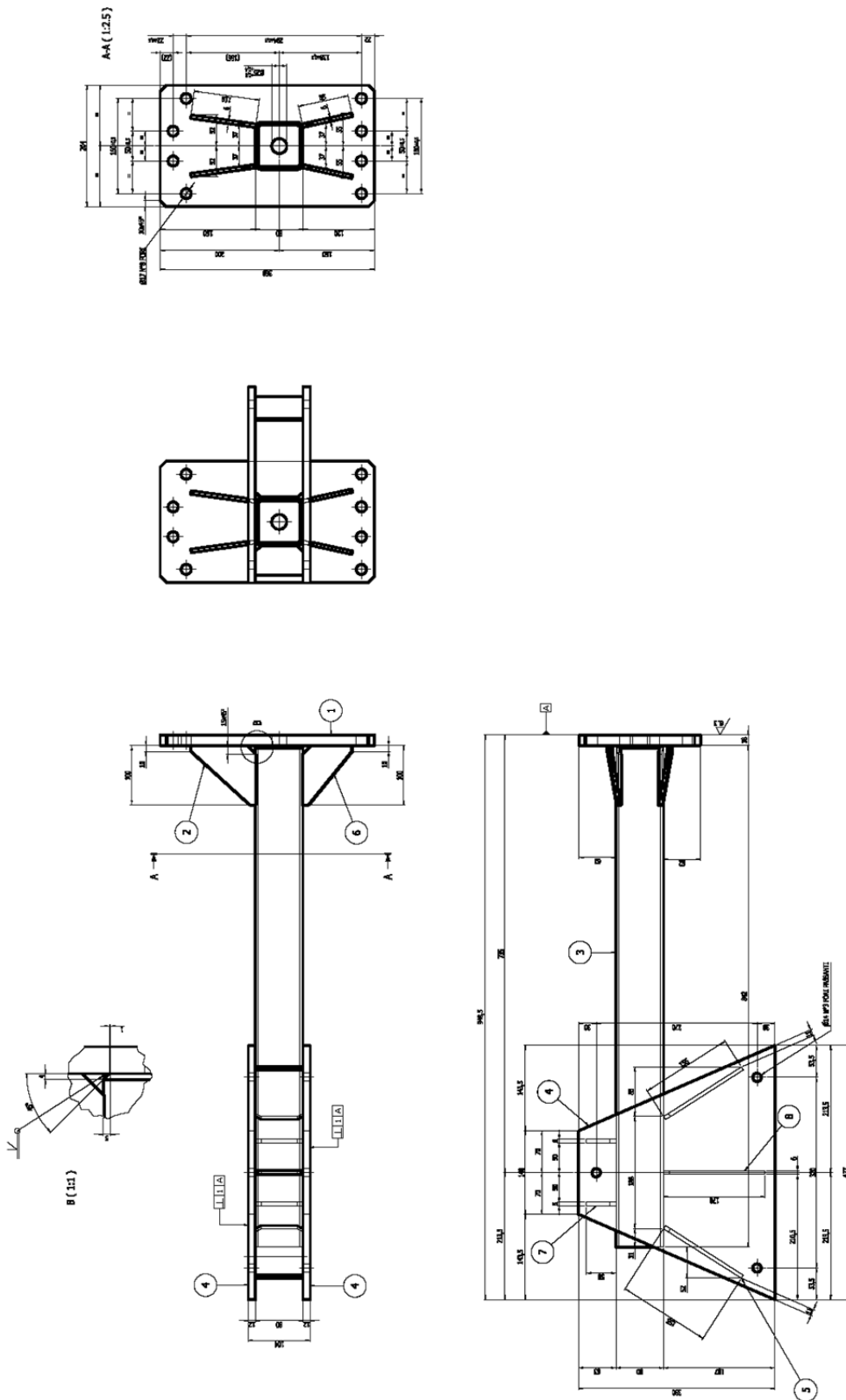


Figura 3.7: Disegno rappresentate la zona veicolo utilizzata durante le prove.

Il risultato finale della modellazione può essere visto nella seguente figura:

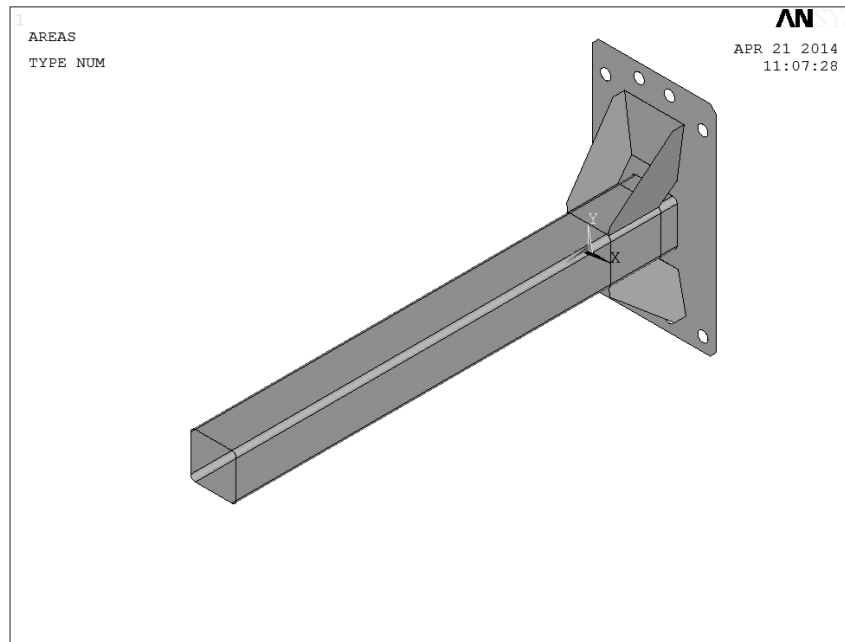


Figura 3.8: Risultato della modellazione per il modello FEM ad elementi shell.

Si noti che la parte terminale della geometria non è stata modellata dato che si è scelto di applicare il carico direttamente sul tubolare.

3.2.3 Mesh ed analisi di convergenza

Nel condurre le analisi FEM si è partiti inizialmente da una mesh free avente elementi di dimensione pari a 5 mm su tutte le aree, facendo però attenzione ad assegnare i valori corretti di spessore per le aree (5 mm per il trave tubolare, 6 mm per gli elementi di rinforzo, 18 mm per la piastra di collegamento). In seguito si è infittita la mesh, utilizzando dapprima elementi aventi lato pari a 4 mm su tutte le aree ed infine modificando la mesh solo nella zona del tubolare imponendo in tali aree elementi aventi 2 mm di lato.

Come parametro per valutare la convergenza della mesh si è utilizzato il valore massimo di σ_z lungo un path nella linea di simmetria sul profilo superiore della trave. I valori ottenuti con le tre mesh sopra descritte sono riportati nella seguente tabella:

Mesh	$\sigma_{z,max}$ zona controllo [MPa]	Scarto %
0	65.627	
1	65.696	-0.11%
2	65.653	0.07%

Tabella 3.1: Valore massimo della tensione σ_z nelle diverse mesh. Il valore è ottenuto tra i valori ottenuti lungo un path in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore.

Come si evince facilmente dai valori di scarto ottenuti, le mesh considerate hanno raggiunto convergenza nella zona di interesse per la presente analisi.

3.2.4 Applicazione dei carichi

Si è deciso di applicare come carico il peso derivante dalla zavorre applicate all'estremità del braccio stesso. Tali masse sono nella realtà dei carichi distribuiti nella zona terminale del telaio, per le analisi FEM tuttavia l'intero valore del peso è stato posto in corrispondenza della proiezione del baricentro delle masse sul telaio stesso. Il carico sopra descritto è stato distribuito sui nodi presenti nella sezione di estremità, come si può osservare dalla seguente figura:

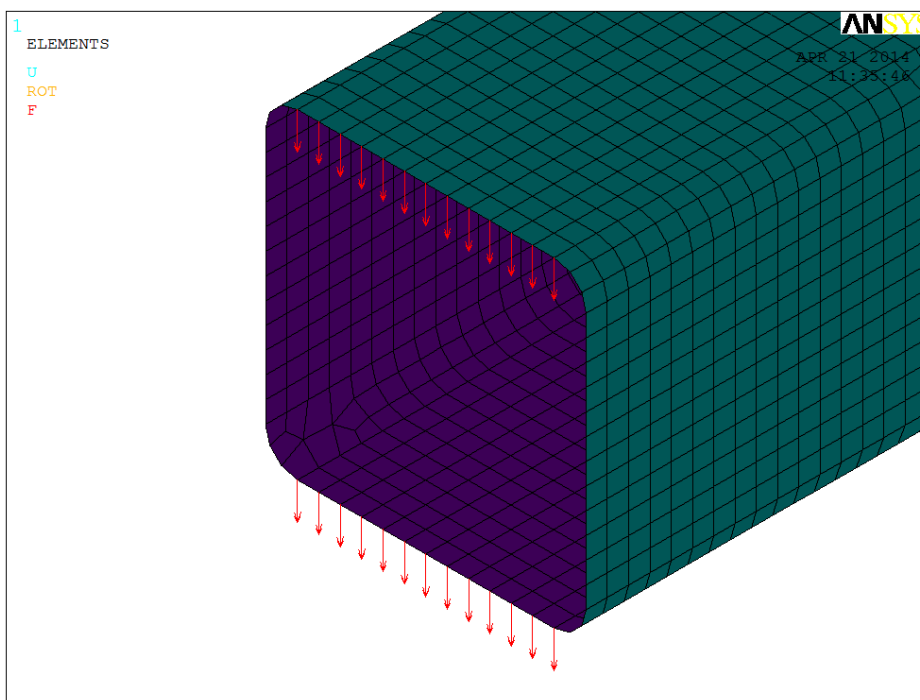


Figura 3.9: Vista di dettaglio sulla zona in cui viene applicato il carico.

Per quanto riguarda i vincoli, invece, si è scelto di bloccare tutti i gradi di libertà dei nodi degli elementi appartenenti alla piastra.

3.2.5 Risultati

L'andamento delle tensioni ottenuto in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave ed il confronto con l'andamento teorico previsto da De Saint-Venant è riportato in figura 3.10.

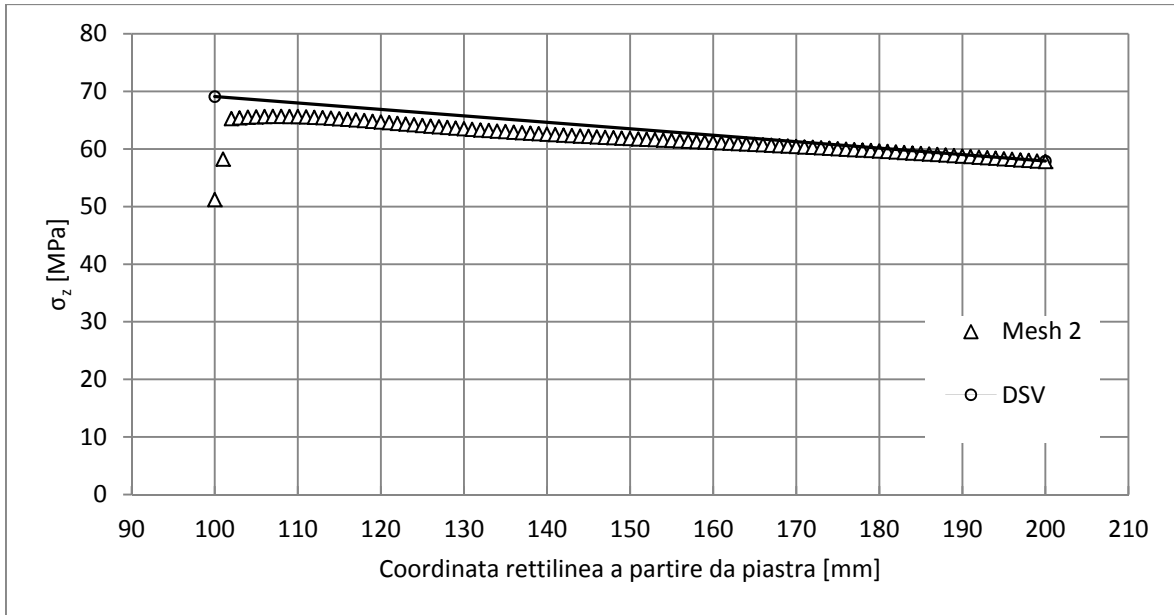


Figura 3.10: Andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave.

Come si evince facilmente dal grafico sopra riportato la presenza degli elementi di irrigidimento comporta delle non linearità nell'andamento delle tensioni, gli estensimetri devono essere posizionati in una sezione che non presenti tali effetti per poter poi ricostruire correttamente i carichi presenti nella struttura in esame.

Per verifica un analogo path è stato realizzato anche in corrispondenza della porzione inferiore della trave, l'andamento delle tensioni è di seguito riportato:

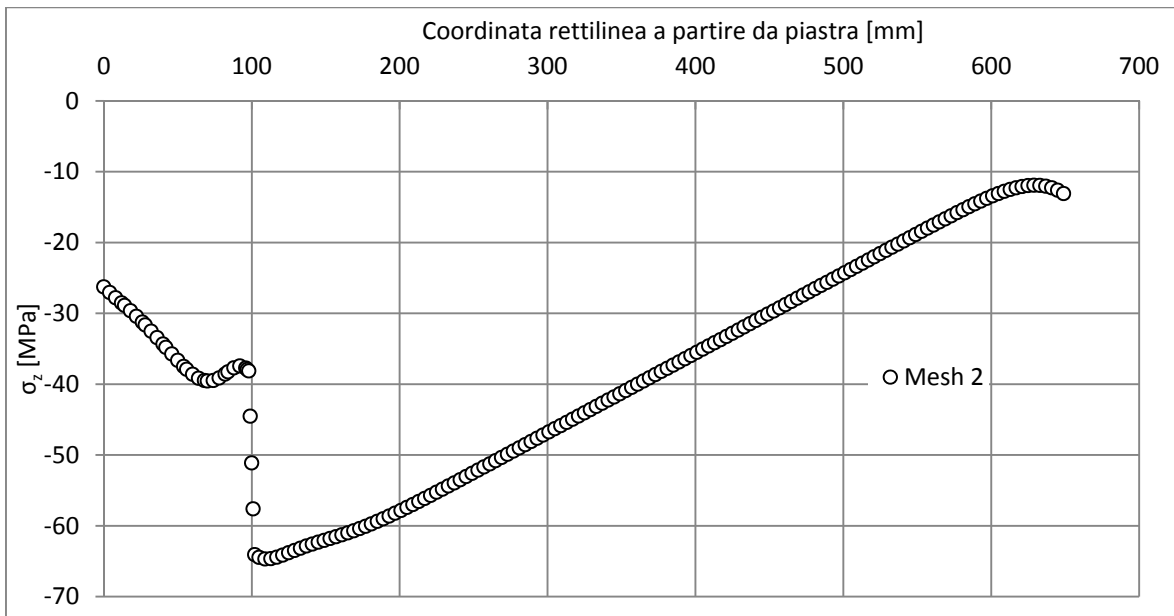


Figura 3.11: Andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo inferiore della trave.

Anche in questo caso sono presenti degli effetti di non linearità che suggeriscono di disporre gli estensimetri ad una distanza pari ad almeno 100 mm dagli elementi di irrigidimento. Si riporta di seguito l'andamento delle tensioni lungo tutto il profilo superiore della trave ed il confronto con quanto previsto da De Saint-Venant:

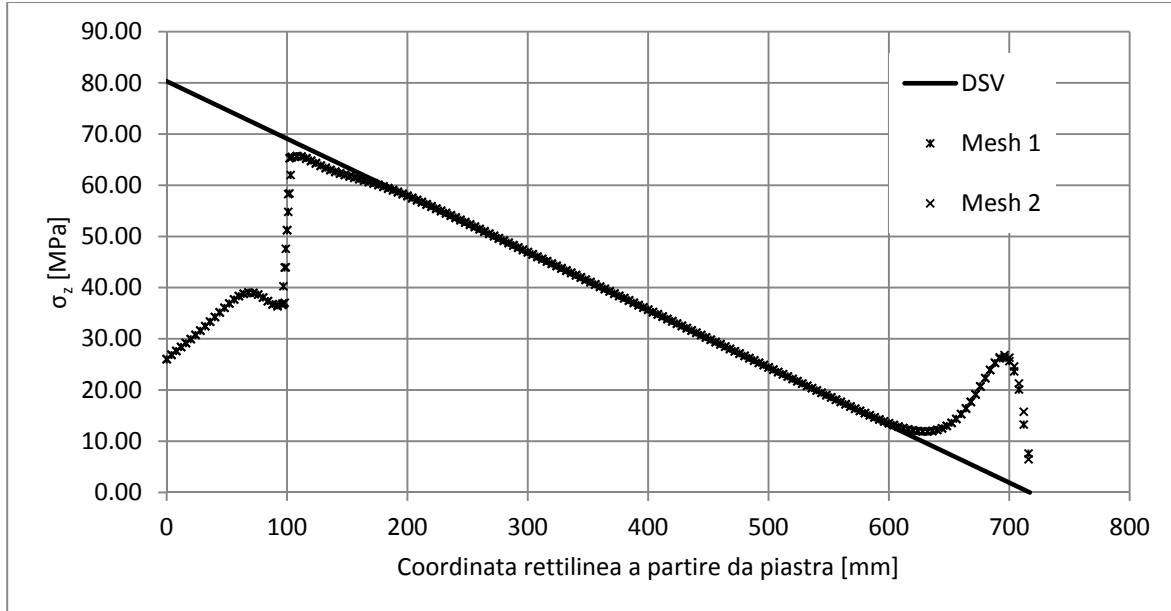


Figura 3.12: Andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave.

Si noti, infine, che i valori di tensione ottenuti nella presente analisi sono inferiori rispetto a quanto ci si attende di ottenere durante le prove: questa discrepanza deriva dal fatto che il carico applicato è pari esclusivamente al peso delle zavorre in condizione statica senza tener conto di alcun effetto inerziale che è invece inevitabilmente presente durante il funzionamento della giostra. Tale differenza non influenza tuttavia le considerazioni sulla non linearità derivante dalla presenza degli irrigidimenti; per tale valutazione infatti un qualsiasi carico di prova geometricamente simile al carico reale può essere utilizzato. Infine si osservi che è stato considerato solo il carico prevalente sulla struttura ovvero una forza in direzione verticale, questo consente di visualizzare con maggior chiarezza gli effetti derivanti dagli irrigidimenti; i carichi reali però presenteranno anche altre componenti quali momento torcente e momento flettente contenuto nel piano orizzontale.

3.3 Analisi FEM zona veicolo, modello Solid

Oltre al modello ad elementi shell appena descritto, si è scelto di condurre l'analisi anche con degli elementi solid. Per farlo si è costruito, tramite il software Catia[®], il modello geometrico

3D che è poi stato processato con Ansys®. Per semplicità di realizzazione in questo secondo modello non sono stati presi in considerazione i raccordi presenti agli angoli del profilo tubolare, questa semplificazione non va infatti ad influire sul risultato dell'analisi che è quello di valutare gli effetti degli elementi di irrigidimento presenti nella trave. Il risultato della modellazione può essere visto nella seguente figura:

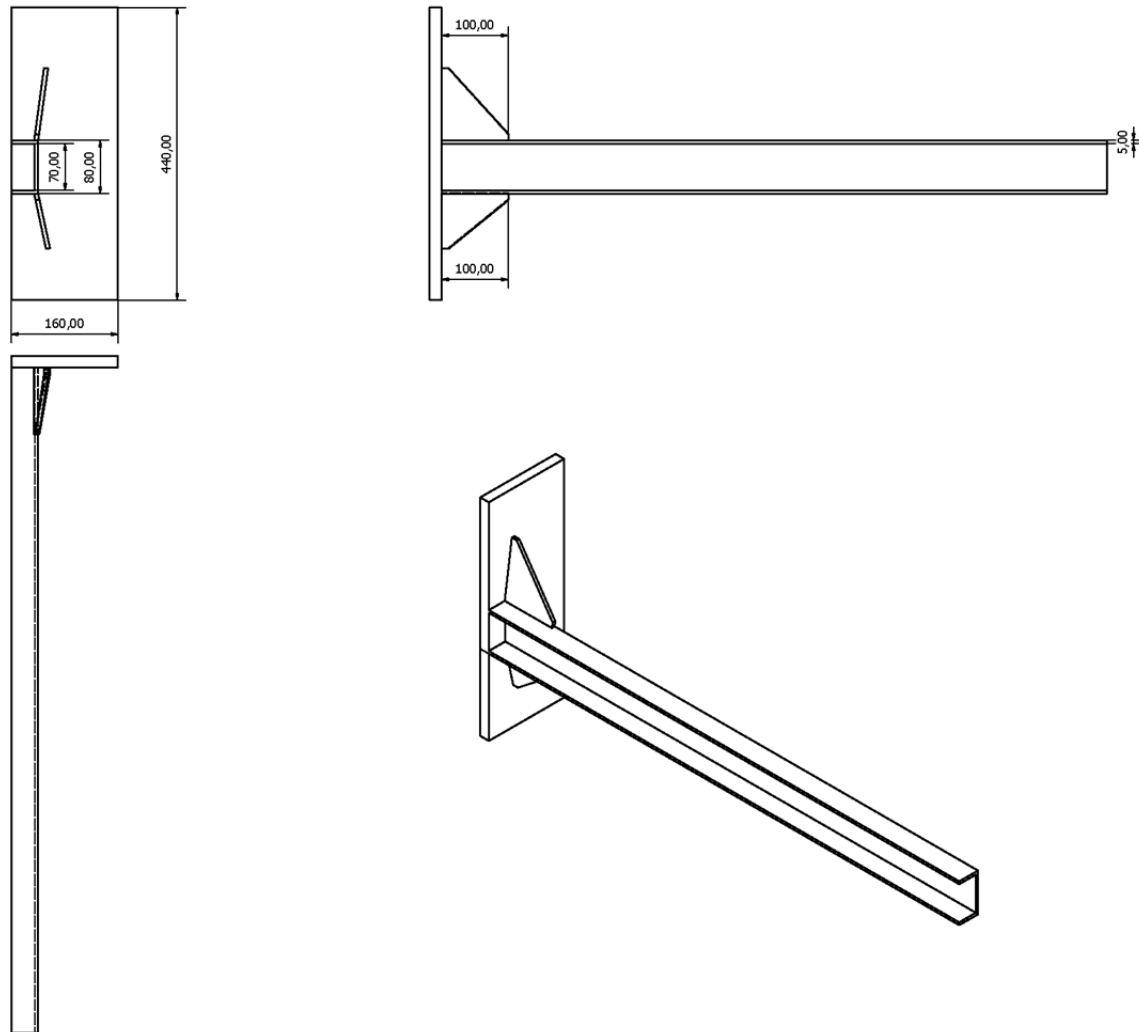


Figura 3.13: Modello 3D della zona del veicolo costruito per svolgere le analisi ad elementi finiti.

3.3.1 Modello analitico di riferimento

Il modello analitico a cui fare riferimento è uguale a quello già utilizzato per gli elementi shell. Vi sono solo due differenze di cui tener conto: la prima è che non essendovi ora i raccordi nel modello geometrico, il momento d'inerzia della sezione risulta differente, la seconda è che si è modellato un braccio più lungo del braccio reale (il braccio modellato è lungo 1000 mm). Questa modifica è stata dettata dalla volontà di assicurarsi che le tensioni avessero modo di stabilizzarsi nella zona centrale della trave, separando in questo modo in maniera netta gli

effetti degli irrigidimenti dagli effetti legati all'applicazione del carico in maniera non distribuita (il carico come si vedrà meglio più avanti è stato distribuito solo sui nodi di estremità, tuttavia questo tipo di distribuzione è pur sempre una discretizzazione di quello che è il reale carico). Per tener conto della maggior lunghezza della trave, ed ottenere comunque valori di tensione simili a quanto ci si aspetta di trovare poi sperimentalmente, il carico è stato proporzionalmente ridotto:

$$F = 3250 \text{ N}$$

$$L_1 = 1000 \text{ mm}$$

$$M_{f1} = T \cdot L_1 = 3250000 \text{ Nmm}$$

$$L_2 = 0 \text{ mm}$$

$$M_{f2} = T \cdot L_2 = 0 \text{ Nmm}$$

$$h = 80 \text{ mm}, \text{ altezza sezione}$$

$$b = 80 \text{ mm}, \text{ larghezza sezione}$$

$$w = 5 \text{ mm}, \text{ spessore profilo tubolare}$$

$$J = 1412500 \text{ mm}^4, \text{ momento d'inerzia della sezione}$$

$$W = 35312.5 \text{ mm}^3, \text{ modulo di resistenza a flessione}$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{M_{f1}}{W} = \frac{3250000}{35312.5} = 92.04 \text{ MPa} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{Mf2} = \frac{M_{f2}}{W} = \frac{0}{35312.5} = 0 \text{ MPa} \quad (3.5)$$

L'andamento tra i due valori è ovviamente di tipo lineare.

3.3.2 Mesh ed analisi di convergenza

Al fine di alleggerire il modello FEM si è sfruttata la simmetria sul piano verticale e si è quindi modellata solo metà struttura, questo espediente consente di ridurre drasticamente il numero di elementi presenti nella mesh e quindi di infittire la mesh a parità di tempi di calcolo oppure di risolvere la stessa analisi in tempi inferiori.

Per effettuare la meshatura del modello geometrico realizzato si è utilizzato l'elemento Solid187 della libreria di Ansys®: elemento tridimensionale tetraedrico avente in tutto 10 nodi (presenta un nodo anche nel punto medio di ogni lato), questo tipo di elemento consente di meshare geometrie anche complesse ottenendo comunque dei buoni risultati nelle analisi.

Si è partiti realizzando una mesh free su tutto il volume dopo aver impostato un *global size* pari a 10 mm, tale mesh è stata infittita in modo automatico in corrispondenza degli elementi di irrigidimento e delle aree superiori ed inferiori del profilo (l'infittimento è stato di livello minimo ed ha coinvolto fino a due elementi di distanza dalle entità geometriche selezionate); la seconda e la terza mesh sono state realizzate in maniera del tutto simile, partendo però da un *global size* pari ad 8 mm e 6 mm rispettivamente.

Anche in questa seconda analisi il parametro per valutare la convergenza della mesh è stato il valore di σ_z lungo un path nella linea di simmetria sul profilo superiore della trave. I valori ottenuti con le tre mesh sopra descritte sono riportati nella seguente tabella:

Mesh	$\sigma_{z,max}$ [MPa]	Scarto %
0	75.359	
1	75.583	-0.30%
2	75.837	-0.34%

Tabella 3.2: Valore massimo della tensione σ_z nelle diverse mesh. Il valore è preso tra i valori ottenuti lungo un path in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore.

Le mesh considerate hanno raggiunto convergenza nella zona di interesse per la presente analisi.

3.3.3 Applicazione dei carichi

Come già detto in precedenza, dal momento che si è scelto di allungare la geometria del tubolare, il carico applicato in questa analisi è stato opportunamente scalato per ottenere dei valori di tensione simili a quanto ci si aspetta di ottenere durante le prove sperimentali. La forza applicata all'estremità è pari a 3250 N. Tale carico è stato distribuito sui nodi presenti all'estremità della trave come riportato nella figura 3.14.

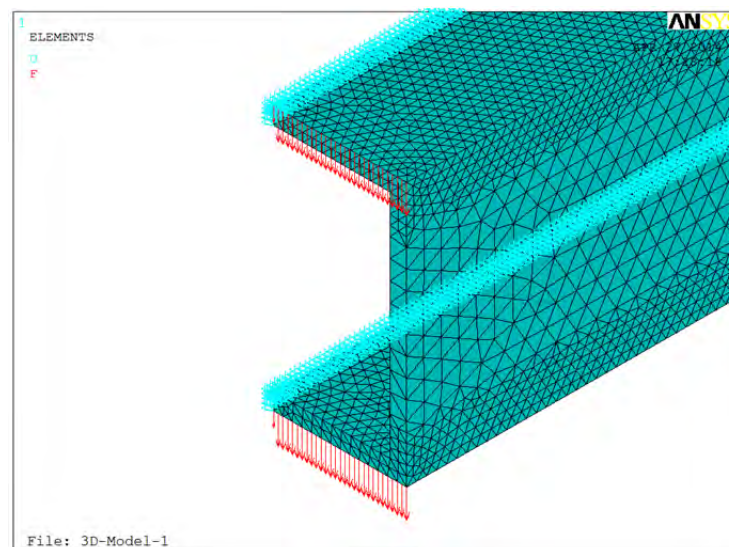


Figura 3.14: Vista di dettaglio della zona di applicazione del carico.

Si noti che il carico da applicare è pari a metà del carico sopra citato dal momento che si sta studiando solo metà struttura, inoltre nei nodi di mezzeria deve essere assegnato solamente metà del carico applicato agli altri nodi visto che l'altra metà struttura conterrà un nodo analogo da sovrapporre al primo.

Per quanto riguarda i vincoli invece, sono stati bloccati (ovvero vincolati tutti i gradi di libertà) tutti i nodi appartenenti alla superficie della piastra più lontana dal tubolare ed inoltre si è posto il vincolo di simmetria su tutte le aree costituenti la superficie di simmetria della trave.

3.3.4 Risultati

L'andamento delle tensioni ottenuto in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave ed il confronto con l'andamento teorico previsto da De Saint-Venant è il seguente:

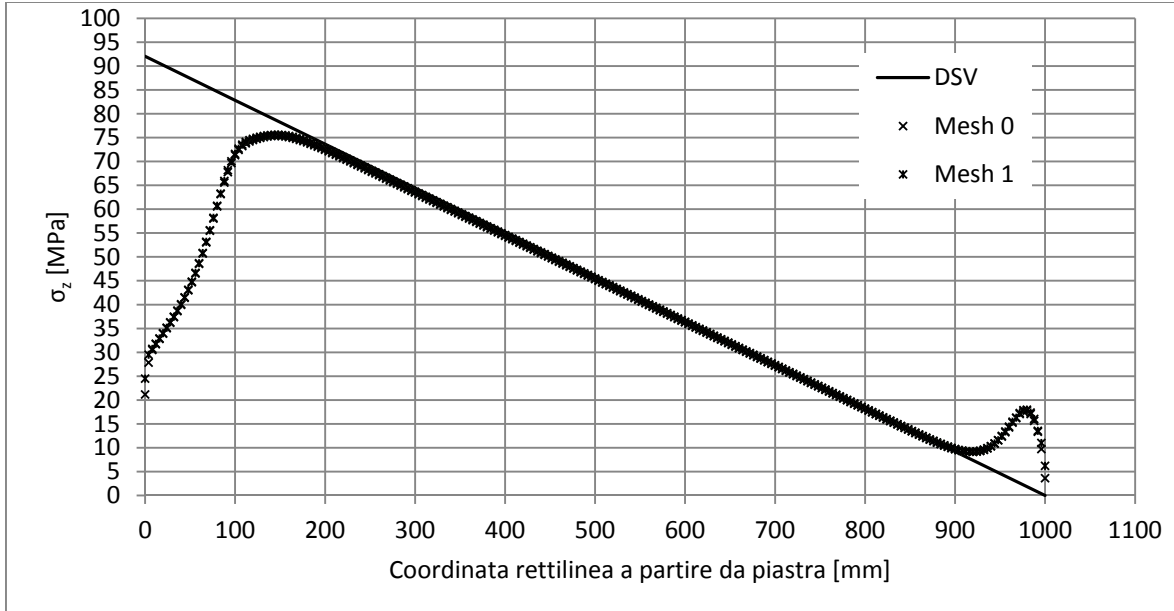


Figura 3.15: Andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave.

Mentre lungo il profilo inferiore si ottiene:

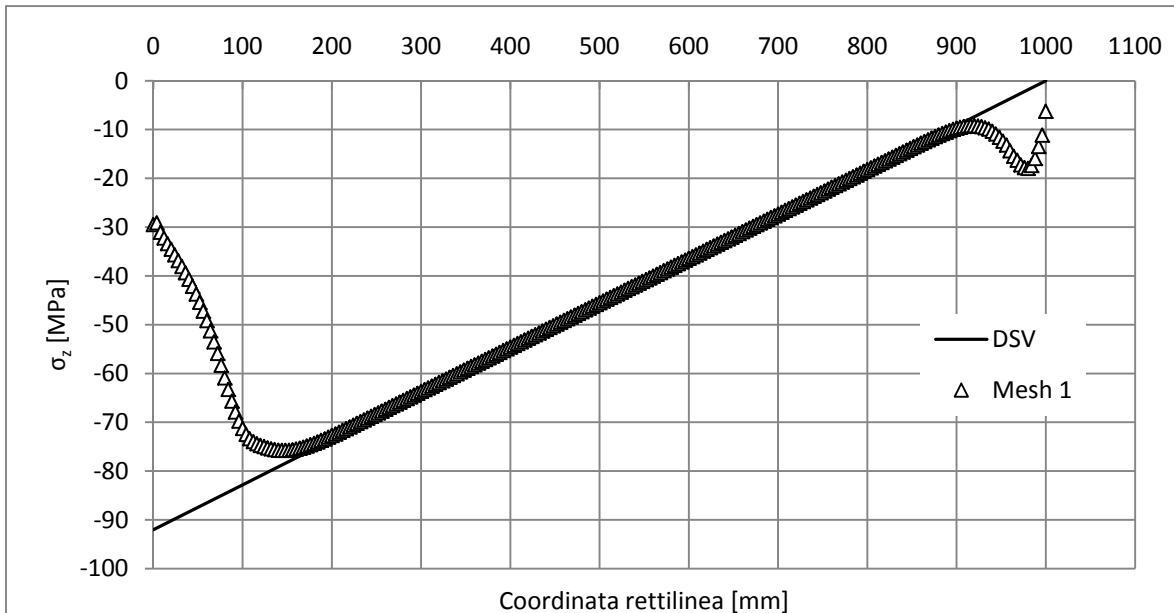


Figura 3.16: Andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo inferiore della trave.

Il grafico seguente riporta una vista di dettaglio dell'andamento della tensione σ_z in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave:

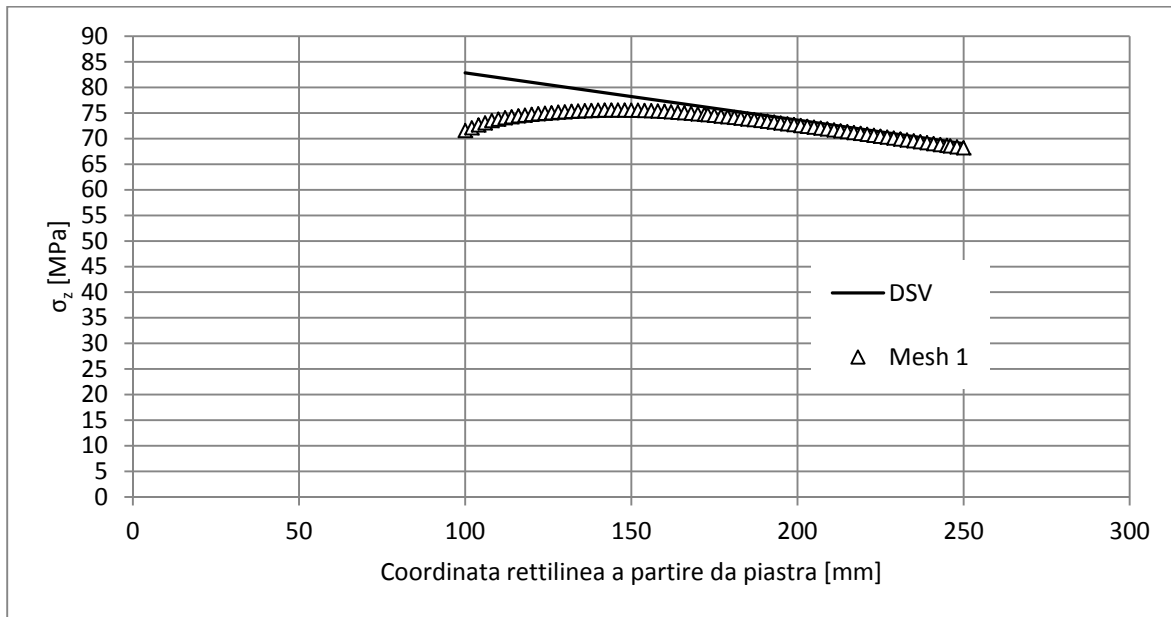


Figura 3.17: Dettaglio dell'andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave.

Anche questa analisi, come già l'analisi con elementi shell, mostra come la presenza degli elementi di irrigidimento comporti delle non linearità nell'andamento delle tensioni, si ricordi che il confronto tra shell e solid non è possibile in maniera diretta dal momento che, come già esposto, si sono applicati carichi differenti (a geometrie differenti) nei due casi. Nonostante ciò, rimane pur sempre possibile un confronto qualitativo degli andamenti: entrambi i modelli prevedono la presenza di non linearità che suggeriscono di valutare attentamente il posizionamento degli estensimetri.

Alla luce delle analisi condotte e degli andamenti di tensione individuati, tenendo conto anche degli ingombri della strumentazione che sarà posta sul braccio, si è deciso di disporre gli estensimetri per la misura della flessione a 180 mm dalla piastra. Tale valore consente un ottimo compromesso: da un lato con tale posizionamento lo scostamento tra valori previsti dal FEM e da De Saint-Venant è molto basso (2% ca.), e dall'altro consente di non allontanarsi troppo dalla piastra, così facendo non si abbassano eccessivamente i valori di tensione presenti e si facilita inoltre l'installazione delle centraline. Queste richiedono infatti il montaggio sul tubolare di due piastre di supporto, il cui ingombro verrà descritto in seguito.

3.4 Incollaggio degli estensimetri

L'incollaggio degli estensimetri è avvenuto seguendo la procedura standard, ben descritta in [2]. Gli estensimetri relativi alla zona del veicolo ed al terminale del pistone sono stati incollati presso il laboratorio di costruzione di macchine dell'università di Padova mentre gli estensimetri del braccio principale della giostra sono stati incollati direttamente in Zamperla poiché gli elevati ingombri del pezzo (6 m di lunghezza) non ne consentivano un trasporto agevole.

In tutti i casi si è provveduto ad asportare con varie carte abrasive i primi strati di materiale, così da rimuovere gli strati di olio, grassi, sporco ed altre impurità inevitabilmente presenti. In particolare, nel caso del braccio principale si è fatto uso inizialmente di una mola a disco per eliminare i residui di vernice e per effettuare una sgrossatura della superficie prima di usare a mano le carte abrasive.

Il culmine della procedura (per tutte le posizioni di estensimetratura) è stato raggiunto con una carta abrasiva della serie 600 che, con movimenti ellittici, ha permesso di realizzare una finitura superficiale “a specchio” senza lasciare rigature troppo profonde o in una direzione prevalente. Preparata la zona di incollaggio in questo modo sono state tracciate le linee guida per il corretto posizionamento degli estensimetri. Per quest'operazione in laboratorio a Padova è stato utilizzato il dispositivo di tracciatura di figura 3.18 (si tratta di un elemento di incisione montato su una scala graduata e poggiante su basi piane-parallele), mentre in Zamperla sono stati utilizzati un truschino e delle squadrette per assicurare il corretto allineamento durante la procedura. Il risultato di queste operazioni può essere visto in figura 3.19.



Figura 3.18: Dispositivo utilizzato per la tracciatura in laboratorio.

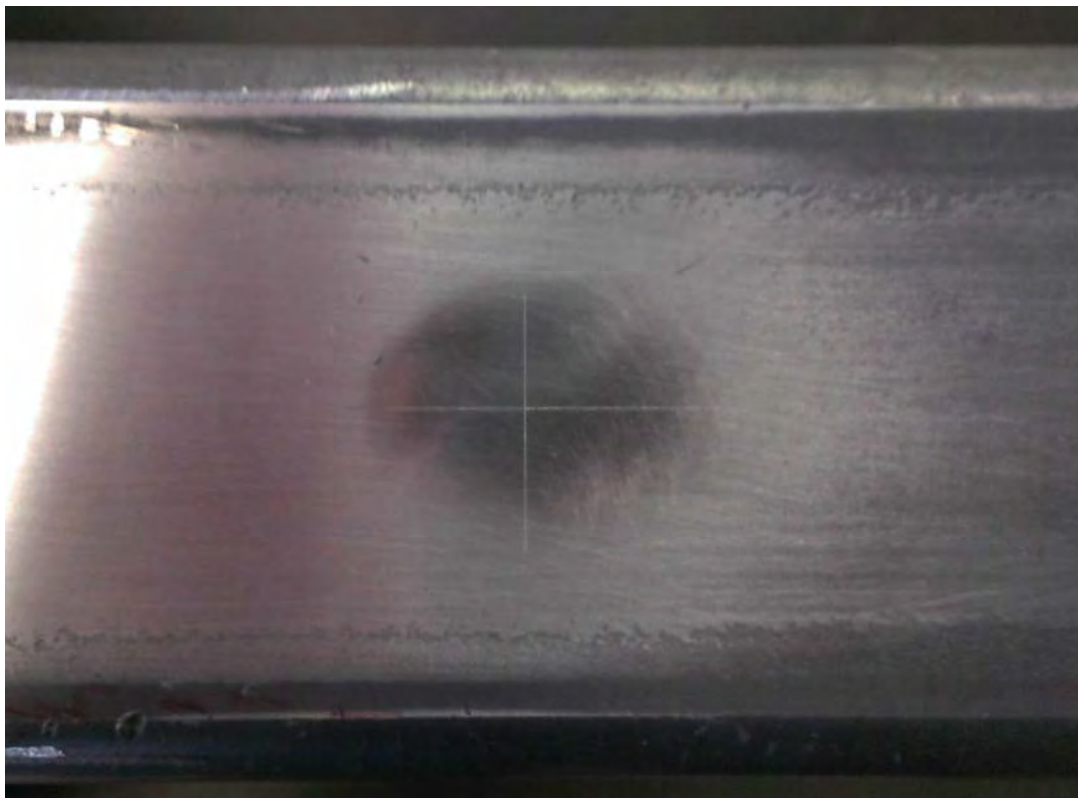


Figura 3.19: Zona di incollaggio dopo diversi passaggi con carte abrasive e la tracciatura dei riferimenti.

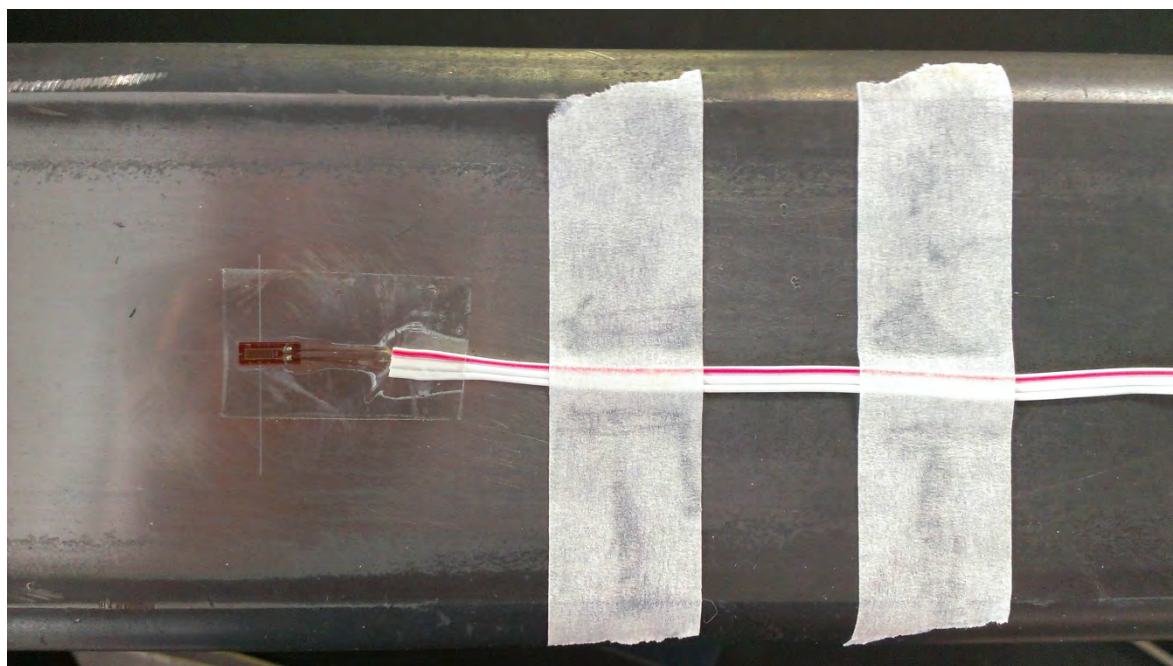


Figura 3.20: Estensimetro subito dopo la procedura di incollaggio.

Un'ulteriore passata con carta abrasiva 600 ha fatto sì che i segni fatti rimanessero ben visibili senza però formare un solco troppo profondo. A questo punto con dell'alcool e carta assorbente ci si è assicurati che la superficie fosse pulita e priva di residui del processo di abrasione, facendo attenzione che le ultime passate avvenissero in un'unica direzione e verso per allontanare anche gli ultimi residui dalla zona di incollaggio senza ritrasciarli in posizione (cosa che può accadere con movimenti rotativi).

Eseguite tali operazioni si è prelevato l'estensimetro da incollare e si è apposto dello scotch nella faccia superiore, facendo attenzione che quella inferiore non entrasse in contatto con elementi contaminanti, e lo si è posizionato con i segni precedentemente effettuati allineati ai marker posti sulla basetta dell'estensimetro. Quindi si è parzialmente sollevato lo stoch con l'estensimetro per depositare sotto la basetta del ciano-acrilato (colla CC-33A). Infine, si è rapidamente ridepositato l'estensimetro e si è applicata con un dito pressione per circa 60 secondi per garantire il corretto incollaggio (un foglietto di teflon è stato utilizzato per evitare di entrare in contatto con il ciano-acrilato e rimanere attaccati alla superficie). Il risultato finale delle operazioni descritte può essere visto nella figura 3.20.

Le stesse operazioni sono state ripetute in maniera identica anche per gli altri estensimetri, eccezion fatta che per la rosetta estensimetrica. In questo caso le griglie estensimetriche non sono già precablate, ma presentano solamente dei reofori. Come prima operazione si è quindi stagnato i reofori su delle basette accostate alle basette dell'estensimetro, a questo punto si è incollato sul tubolare il gruppo così realizzato ed infine dalle basette si è utilizzato un cavo a 5 fili più schermo per il collegamento fino alla centralina. Il risultato finale può essere visto in figura 3.23.

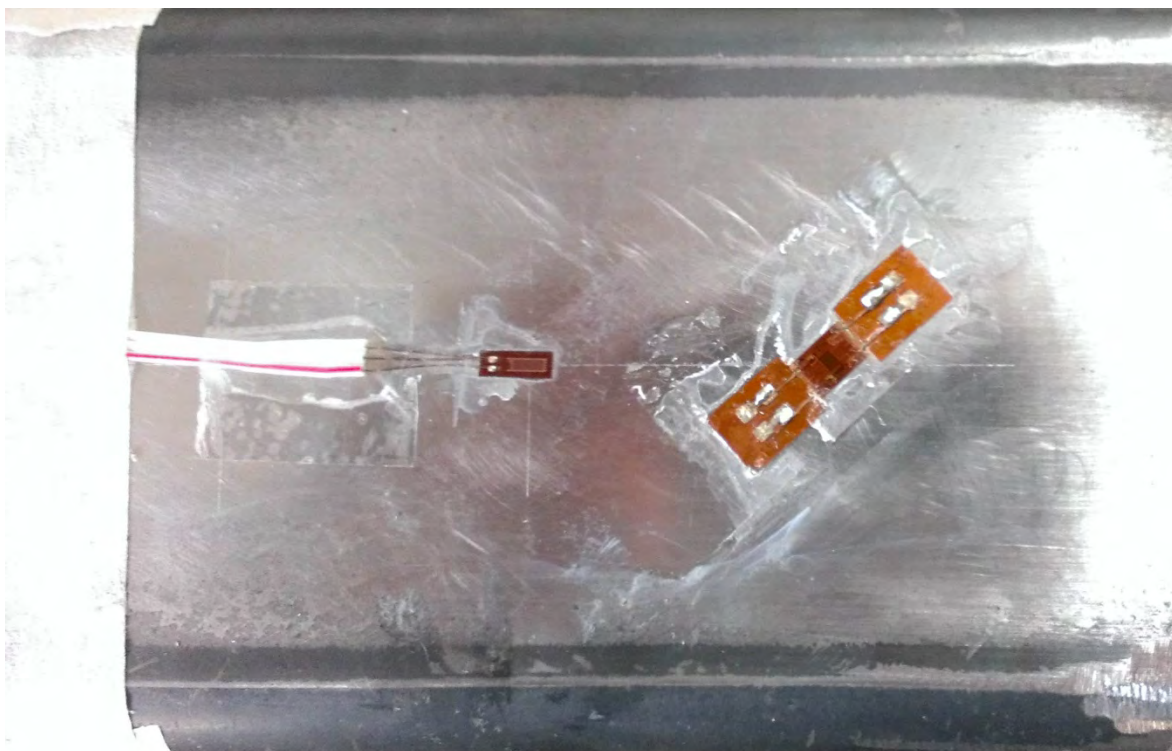


Figura 3.21: Rosetta estensimetrica con i reofori incollati alla basetta. Il gruppo così costituito è stato incollato sul componente.

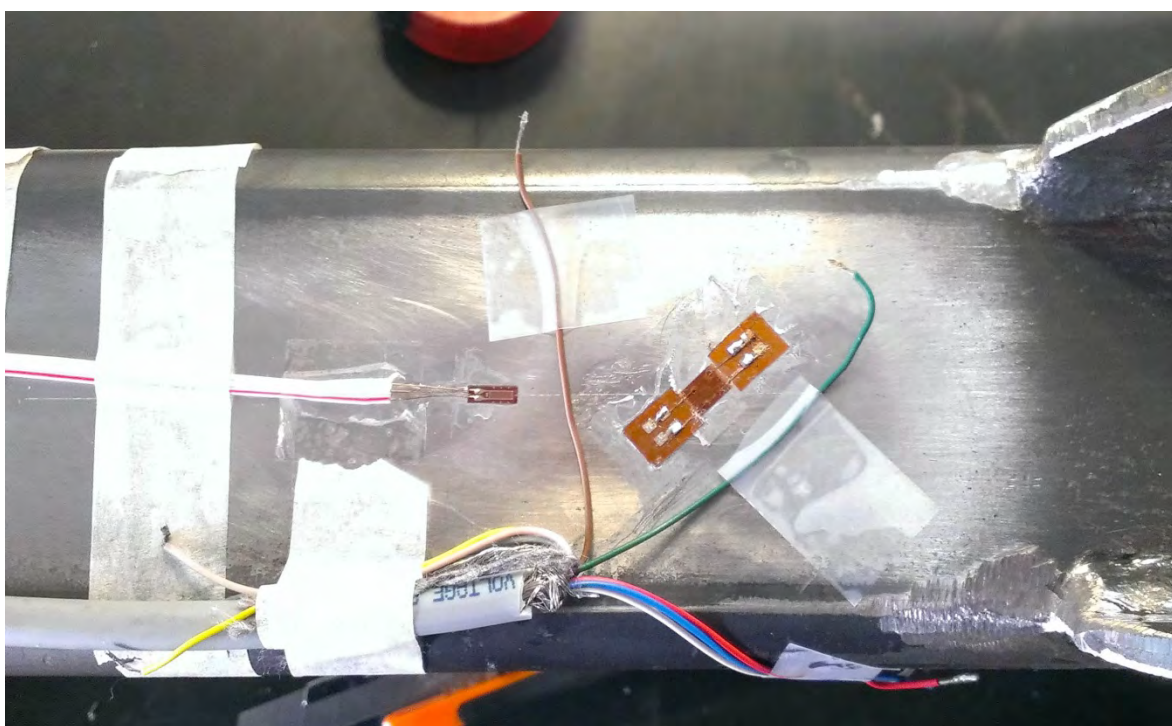


Figura 3.22: Rosetta estensimetrica durante le fasi di connessione al cavo con 5 fili più schermo usato per trasmettere il segnale fino alla centralina.

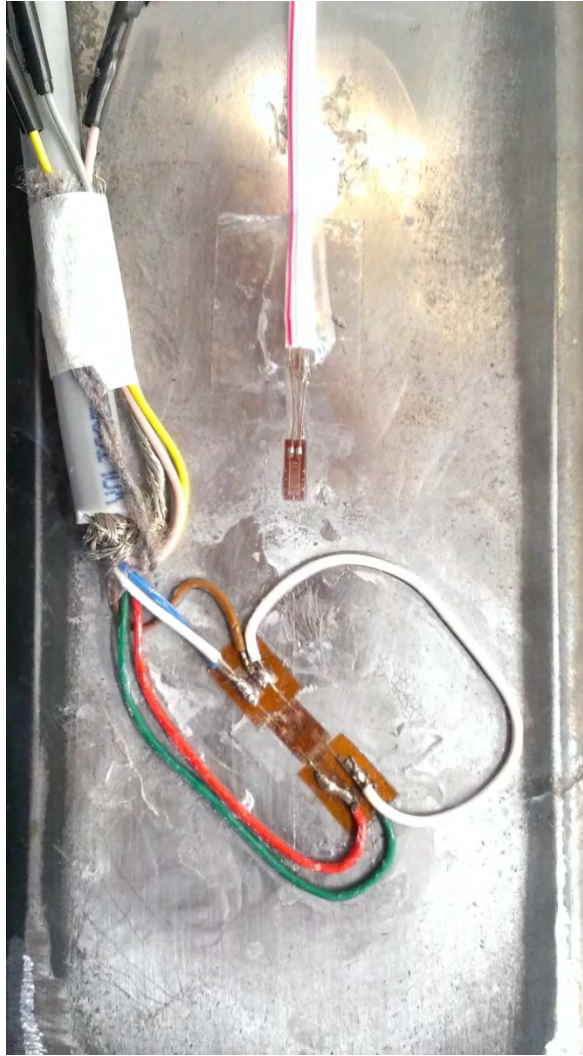


Figura 3.23: Risultato finale della procedura di incollaggio della rosetta e collegamento al cavo per la trasmissione del segnale.

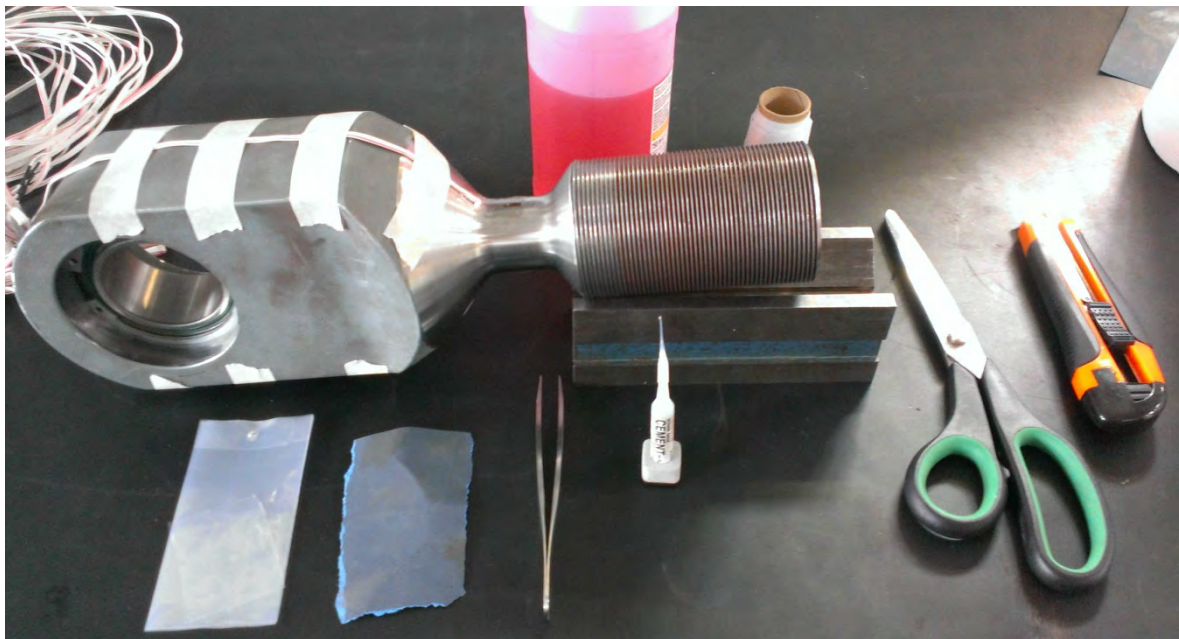


Figura 3.24: Terminale del pistone subito dopo l'estensimetratura e strumenti utilizzati per estensimetrare.

3.5 Fissaggio accelerometro e potenziometro

Per conoscere le accelerazioni subite dai passeggeri durante il funzionamento della giostra è stato utilizzato un accelerometro a 3 assi (figura 3.25) fissato durante le prove in due diverse posizioni, la prima conforme alla normativa ASTM mentre la seconda conforme alla normativa Cinese. Le posizioni corrette di incollaggio sono state facilmente ottenute dal momento che nella zona del veicolo erano presenti dei supporti predisposti già nella posizione corretta per il posizionamento del sensore. Per rendere solidale lo strumento alla giostra è stato utilizzato del nastro biadesivo.



Figura 3.25: Accelerometro a 3 assi utilizzato durante le prove. Per il fissaggio è stato utilizzato del nastro biadesivo posto nella parte inferiore dello strumento.



Figura 3.26: Fissaggio dell'accelerometro nella zona del veicolo tramite del nastro biadesivo. Si noti nella parte sinistra dell'immagine la presenza della staffe su cui fissare lo strumento per un corretto posizionamento.



Figura 3.27: Sensore di Hall utilizzato per monitorare l'inclinazione del braccio principale della giostra.

Per monitorare l'angolo di inclinazione del braccio principale della giostra si è deciso di utilizzare un sensore ad effetto di Hall. Tale strumento, riportato nella figura 3.27, fornisce un potenziale elettrico in uscita proporzionale all'angolo di rotazione dell'alberino cerchiato in figura. La carcassa del sensore è stata fissata su un supporto posto all'estremità del braccio principale, l'alberino è stato invece reso solidale al braccio principale tramite un'asta appositamente realizzata e poggiante su una vite solidale al braccio (figura 3.28). Si fa notare che l'astina oltre a ruotare rispetto al braccio deve anche scorrere rispetto a questo dal momento che la piastra, ruotando rispetto al braccio principale nel suo punto inferiore, si allontana rispetto al braccio negli altri punti. Il sensore è stato collegato alla centralina imc Cronos PL2 dopo che i fili in uscita dallo strumento sono stati opportunamente allungati. Le connessioni necessarie sono un'alimentazione, un'uscita per il segnale ed un collegamento verso terra.

Lo strumento così posizionato e collegato è stato azzerato (tramite l'apposito comando da centralina) nel momento in cui il braccio si trovava nella posizione più bassa possibile, tale zero è un valore solamente funzionale. Con il braccio ancora in questa posizione si è infatti proceduto a misurare (con un goniometro) l'angolo di inclinazione del braccio rispetto alla verticale (ottenuta fissando un grave ad una corda), e a calcolare quindi, grazie a dei semplici passaggi di trigonometria, l'angolo di inclinazione rispetto all'orizzontale. Tale angolo è stato sottratto a tutte le rilevazioni del sensore di Hall per riportare le misure dallo zero funzionale allo zero reale ovvero all'asse orizzontale.



Figura 3.28: Sensore di Hall ed asta di collegamento al braccio principale della giostra.

3.5.1 Taratura del potenziometro ad effetto di Hall

Prima di procedere alle misure sperimentali è stata effettuata una taratura dello strumento per ottenere la costante che lega tra loro l'angolo di rotazione dell'alberino ed il potenziale elettrico ottenuto in uscita. Per realizzare la taratura è stato fissato un goniometro sul retro del sensore (il centraggio è stato effettuato tracciando tre direttrici sulla strumento stesso) e sull'alberino è stata posizionata un'asta con la funzione di lancetta indicatrice. La figura seguente riporta la configurazione appena descritta.

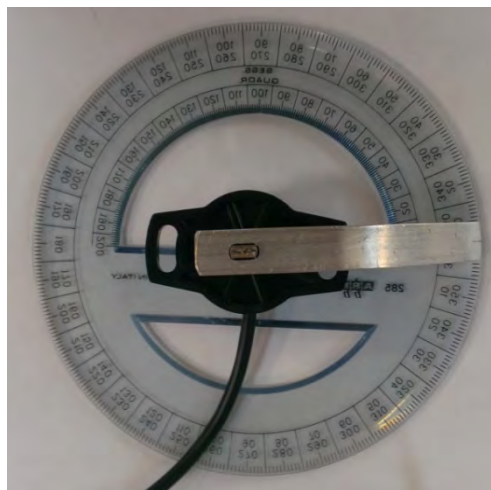


Figura 3.29: Configurazione utilizzata per la taratura del sensore ad effetto di Hall.

Collegato lo strumento alla centralina di acquisizione si è proceduto variando la posizione dell'astina di 10° in 10° completando un intervallo di quasi 360° , i dati rilevati sono riportati nel seguente grafico.

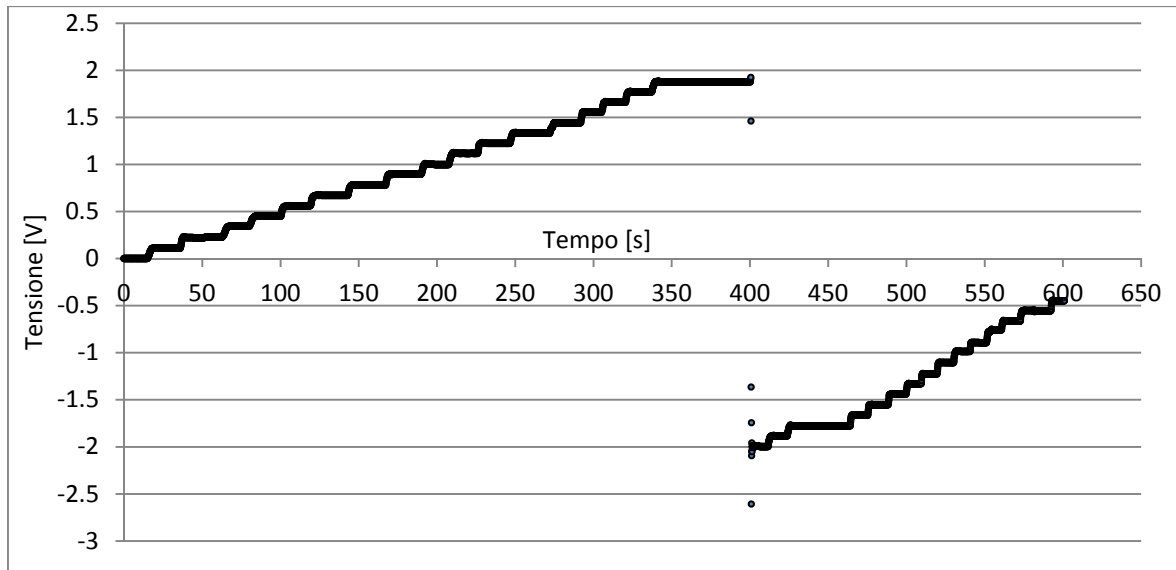


Figura 3.30: Andamento della tensione in uscita dal sensore di Hall in funzione del tempo. Nel corso della prova l'astina è stata spostata di 10° alla volta.

I dati ottenuti sono stati quindi elaborati nel seguente modo: in corrispondenza di ciascun plateau (ovvero quando l'astina era ferma in posizione) è stata effettuata la media dei valori di tensione, i valori medi consecutivi sono stati sottratti tra loro per ottenere l'incremento di segnale a fronte di un incremento noto (10°) in termini di angolo.

V	Incremento di tensione [V]
0.00042634	
0.109775066	0.109348726
0.225251039	0.115475973
0.341786134	0.116535095
0.448137198	0.106351064
0.559149218	0.11101202
0.669865713	0.110716495
0.779551642	0.10968593
0.894217671	0.114666029
0.99875071	0.104533039
1.116526566	0.117775856
1.22323157	0.106705005
1.332376754	0.109145184
1.442424691	0.110047937
1.552802088	0.110377397
1.660195079	0.107392991
1.770266832	0.110071752
1.875709847	0.105443015
-1.995516197	
-1.885123239	0.110392958
-1.777753956	0.107369283
-1.665755493	0.111998463

Tabella 3.3: Incrementi di tensione misurati a fronte di incremento di posizione pari a 10° .

Di tutti gli incrementi misurati è stata fatta la media, ottenendo così l'incremento medio di tensione: 0.110252211 V.

Noto l'incremento di tensione per un incremento di 10° al fine di ottenere il rapporto deg/V si procede nel modo seguente:

$$x \text{ deg} : 10 \text{ deg} = 1 \text{ V} : 0.110252211 \text{ V}$$

Quindi la costante di proporzionalità risulta pari a: 90.70112927 deg/V

3.6 Collegamenti elettrici della strumentazione

Tutta la strumentazione che è stata fino ad ora menzionata deve essere collegata alle centraline per poter acquisire i segnali elettrici. Il collegamento è realizzato facendo uso di appositi connettori forniti in dotazione con le centraline. In figura 3.31 è riportato un esempio di connettore già aperto per l'inserimento dei cavi, come si può notare al suo interno è presente un'ampia morsettiera a cui collegare i cavi degli strumenti. Si noti che la morsettiera replica due volte gli stessi morsetti (con numerazione 1 e 2) poiché ciascun connettore supporta due differenti canali al suo interno.

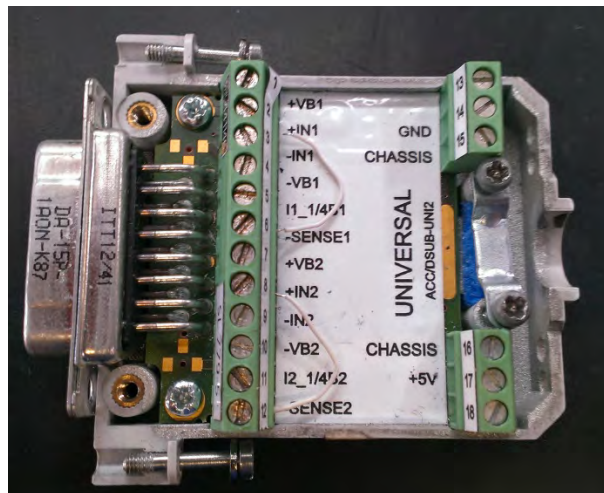


Figura 3.31: Connettore utilizzato per collegare gli strumenti alle centraline di acquisizione.

I collegamenti elettrici sono stati realizzati secondo quanto descritto nel manuale della centralina [3]. Si ricordi che nel presente lavoro sono stati utilizzati collegamenti a quarto di ponte e a mezzo ponte. Le figure seguenti riportano i cavi fissati per entrambe le configurazioni ed inoltre lo schema elettrico di riferimento su cui ci si è basati per effettuare i collegamenti dei ponti estensimetrici.

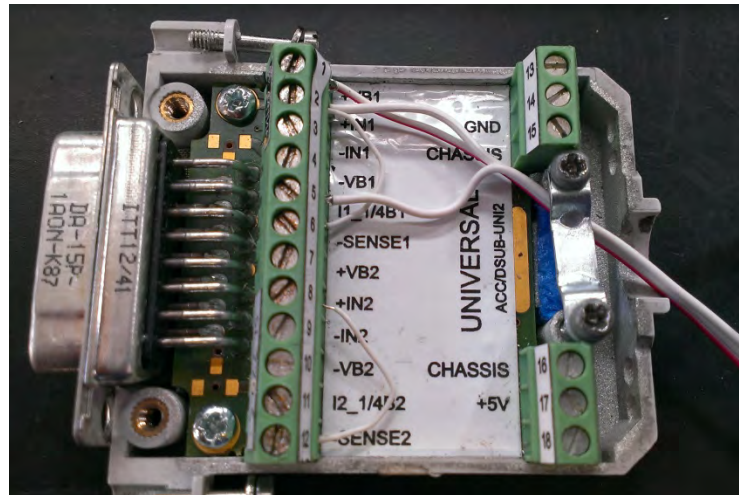


Figura 3.32: Esempio di collegamento a quarto di ponte. Si noti che uno dei tre cavi collegati presenta una sottile linea rossa per differenziarlo dagli altri. Poiché gli altri sono collegati tutti allo stesso terminale dell'estensimetro non è necessario siano di colore diversi.

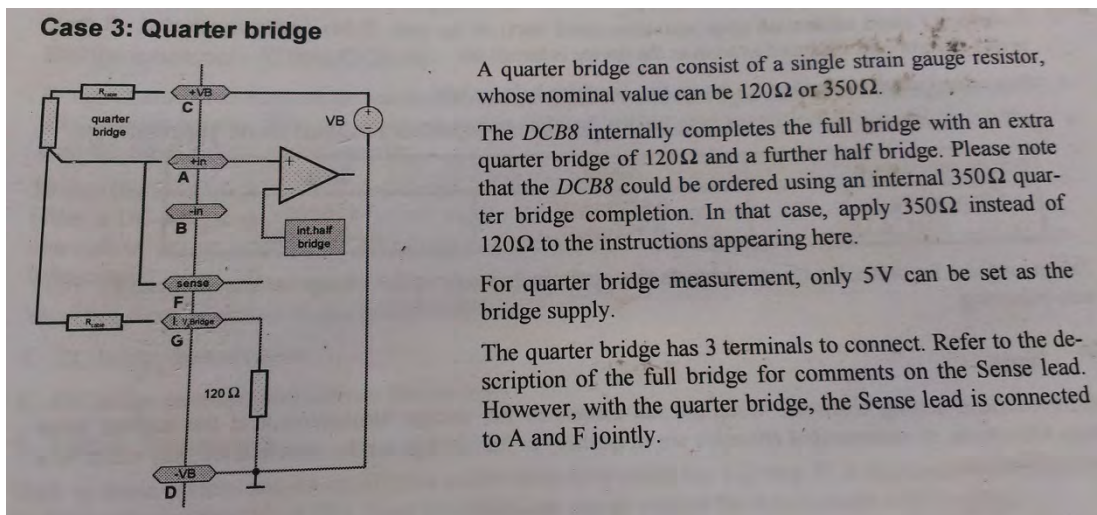


Figura 3.33: Schema di riferimento per il collegamento elettrico a quarto di ponte. [3]

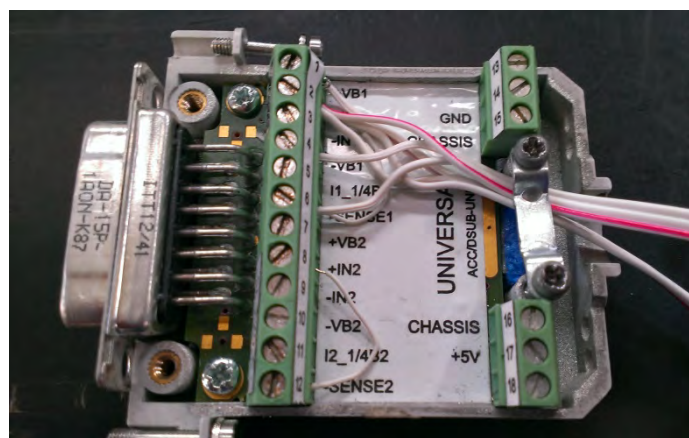


Figura 3.34: Esempio di collegamento a mezzo di ponte.

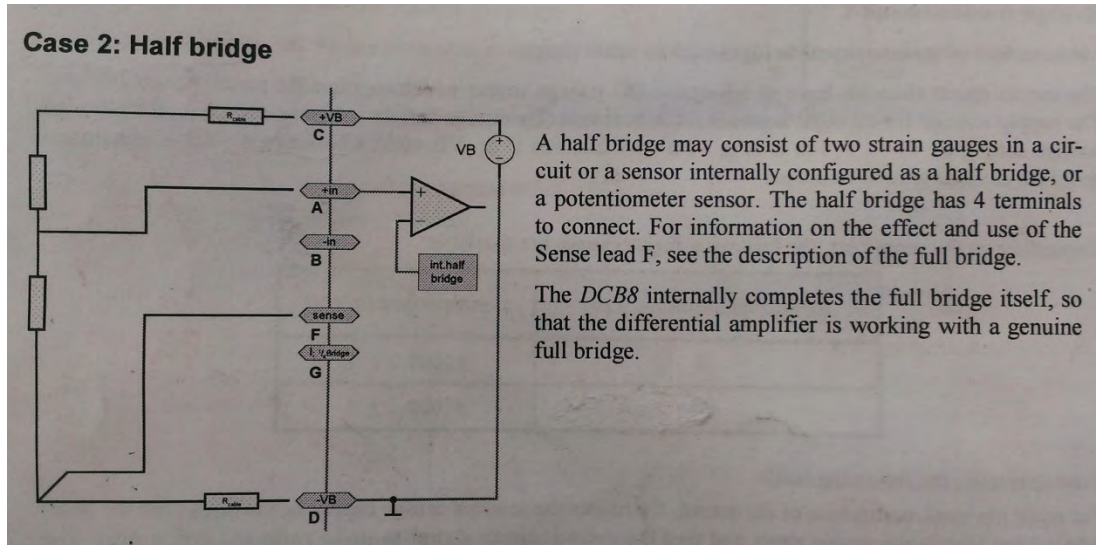


Figura 3.35: Schema di riferimento per il collegamento elettrico a quarto di ponte. [3]

Una volta realizzati tutti i collegamenti elettrici nelle morsettiere è sufficiente richiudere il connettore, inserirlo in una delle apposite uscite presenti nelle centraline e fissare le viti per impedire che durante le registrazioni si stacchi.

Nel caso dell'accelerometro il cavo di collegamento è già predisposto per essere collegato direttamente alle centraline ed è stato quindi sufficiente inserirlo e fissarlo. Per quanto riguarda il sensore di Hall invece il collegamento è simile a quello degli estensimetri: il cavo rosso va collegato a $+V_B$, il blu a $+IN$ ed infine il cavo verde va collegato con GROUND nella stessa morsettiera già illustrata precedentemente.

Oltre a questi collegamenti è necessario collegare le due centraline tra loro attraverso il cavo CAN, collegare entrambe le centraline all'alimentazione (da batteria o da rete elettrica) e collegare inoltre la centralina Cronos al pc durante le fasi di setup delle configurazioni e di avvio della misura. (Durante la misurazione poi il pc viene scollegato e l'avvio/arresto delle centraline viene controllato facendo uso di un trigger collegato alla centralina Cronos).

Per quanto riguarda la configurazione della centralina utilizzata durante le prove si è fatto riferimento alle guide [4] e [5] per impostare i nomi dei canali, la tipologia, la frequenza di acquisizione, e gli altri parametri necessari al corretto funzionamento della strumentazione.

3.7 Fissaggio centraline

Dal momento che le prove (che saranno descritte in dettaglio in seguito) sono state effettuate sulla giostra stessa durante diversi cicli di funzionamento, è stato necessario montare le centraline a bordo della giostra affinché potessero ricevere e memorizzare i segnali durante

tutte le fasi di funzionamento. Per questo motivo al telaio di figura 3.7 sono state aggiunte due staffe di supporto su cui fissare le centraline (figura 3.36). Queste sono state quindi poggiate sulle staffe e bloccate in posizione utilizzando delle fascette da elettricisti che passassero attorno alle centraline e nei fori predisposti (figura 3.37). Come si può notare in figura 3.38 oltre alle due centraline è stata montata anche una batteria, necessaria all'alimentazione delle centraline, dei ponti estensimetrici e della restante strumentazione, il suo fissaggio è stato del tutto analogo a quello delle centraline.



Figura 3.36: Zona del veicolo montata per effettuare le prove. Si noti la presenza delle due staffe di supporto per le centraline.

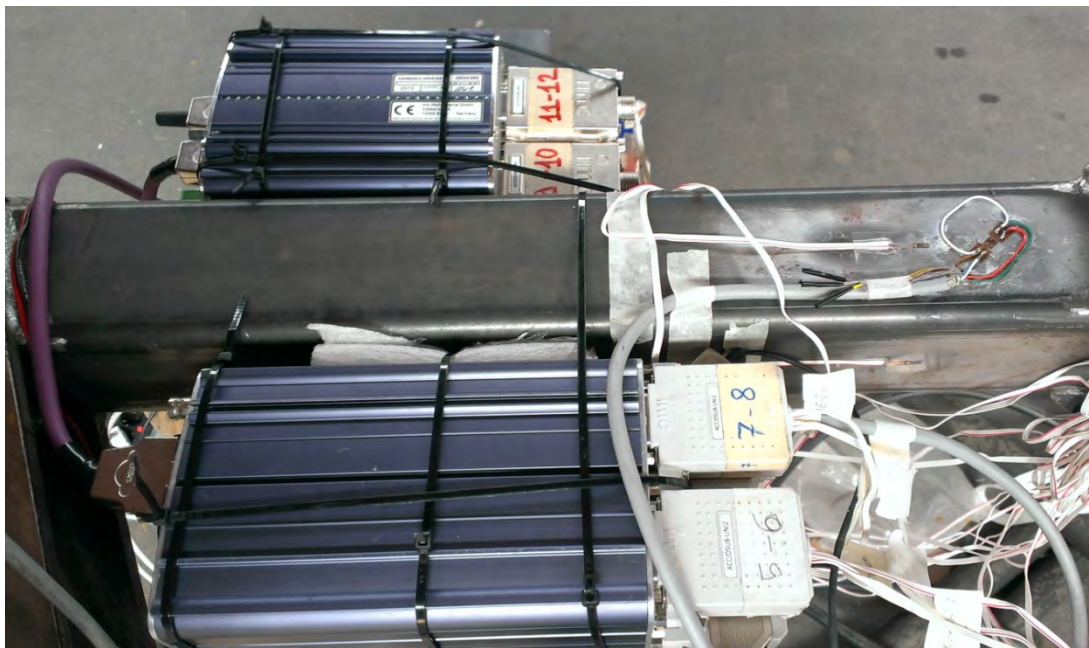


Figura 3.37: Bloccaggio delle centraline tramite fascette per elettricisti.

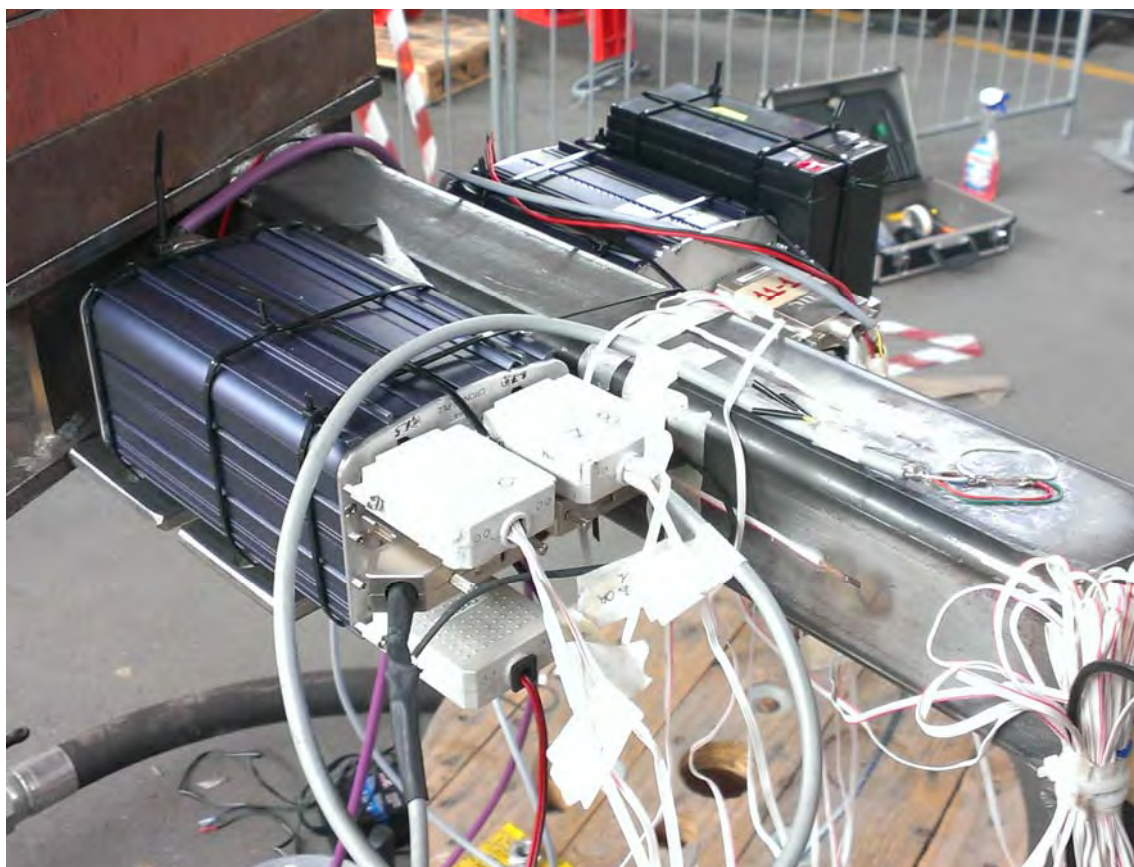


Figura 3.38: Centraline di acquisizione e batteria utilizzata per alimentarle.

CAPITOLO 4

Esecuzione delle prove

Le prove sperimentali necessarie per acquisire i dati relativi ai parametri di sollecitazione agenti sulla giostra sono state effettuate in Zamperla durante i cicli di reale funzionamento della macchina. All'inizio delle prove la giostra era già completamente montata e la zona del veicolo preparata con un numero di zavorre pari al peso del veicolo e dei passeggeri. Per questo motivo quando si è effettuato l'azzeramento dei canali (attraverso l'apposito comando dal software che controlla le centraline) non si è rivelato lo zero reale del materiale, ma uno "zero funzionale" definito come il valore di deformazione misurato a giostra ferma, ma caricata con i pesi propri, il peso del veicolo ed il peso dei due passeggeri. Per poter risalire allo zero reale del materiale (ovvero alla condizione in cui i componenti sono scarichi), dopo che sono stati effettuati tutti i cicli di prova è stata acquisita anche la fase di "scarico" della giostra: sono state rimosse le zavorre dalla zona del veicolo, è stato sconnesso il veicolo dal resto del braccio, è stato sconnesso il pistone (dopo averlo opportunamente sostenuto per evitarne la caduta) e si è tenuto sollevato il braccio principale in una condizione di appoggio-appoggio utilizzando un carroponete. In particolare, la zona del veicolo è stata appoggiata su un pallet tenuto sollevato grazie ad un carrello elevatore dopo che erano state rimosse le zavorre. Il braccio invece è stato imbragato nella zona più lontana dal centro giostra e tenuto sollevato tramite il carroponete a questa estremità, mentre l'altra è rimasta collegata al centro giostra come durante il normale funzionamento (il collegamento al centro giostra è realizzato tramite una cerniera). Grazie a questi rilevamenti i segnali precedentemente acquisiti sono stati opportunamente elaborati per risalire alla condizione di zero reale. Indicazioni dettagliate sulle procedure di calcolo utilizzate verranno riportate nel seguente capitolo.

L'intera sessione di prove si è svolta in un singolo pomeriggio, durante il quale oltre ai vari cicli di funzionamento si è acquisita anche la fase di scarico della giostra. Le dimensioni di Dumbo hanno consentito di montare la macchina all'interno del capannone Zamperla e le prove sono stati quindi realizzate in tale sede.

La tabella seguente riporta il resoconto dei cicli eseguiti con la giostra durante la sessione di acquisizione dati:

N°	Ora [h.min]	Descrizione	Durata [min.sec]
1	14.44	Ciclo Standard	1.43
2	14.46	Ciclo Standard	1.48
3	15.00	Ciclo Standard	1.48
4	15.07	Ciclo Standard	1.53
5	15.09	Ciclo Standard	2.05
6	15.11	Ciclo Standard	2.10
7	15.23	Ciclo con oscillazioni attorno alla posizione intermedia	1.50
8	15.26	Ciclo con oscillazioni dal punto di altezza minima a quello ad altezza massima	1.52
9	15.29	Ciclo con oscillazioni dal punto di altezza minima a quello ad altezza massima	1.50
10	15.31	Oscillazioni rapide attorno alla posizione di altezza massima	2.00
11	15.34	Oscillazioni rapide attorno alla posizione di braccio orizzontale	1.48
12	15.39	Oscillazioni rapide attorno alla posizione di altezza minima	1.42
13	15.42	Oscillazioni rapide attorno alla posizione di altezza minima	1.50
14	15.54	Ciclo con E-Stop	2.14
15	15.59	Ciclo con E-Stop	2.14
16	16.25	Inizio fase di scarico della macchina	23.26

Tabella 4.1: Resoconto dei cicli eseguiti in termini di numero progressivo, ora di inizio, tipologia di ciclo e sua durata.

Il ciclo standard è un ciclo preimpostato nel sistema di controllo della giostra: dopo l'inizio del moto di rotazione il braccio della giostra viene portato prima in posizione orizzontale e quindi alla sua massima altezza prima di essere riportato alla condizione di altezza minima al termine del ciclo.

Gli altri cicli effettuati (tranne l'E-Stop che verrà descritto in seguito) sono stati eseguiti controllando manualmente la posizione del veicolo strumentato durante il ciclo di funzionamento, questo è stato possibile grazie ad un manettino posto nella vettura precedente il braccio strumentato. Durante tali cicli si è quindi saliti a bordo di una vettura della giostra e si è azionato il manettino per controllare il braccio precedente (strumentato). Tale possibilità di controllo ha permesso di effettuare oscillazioni rapide attorno ad alcune posizioni (di altezza massima, di altezza minima e posizione orizzontale) al fine di innescare movimenti vibratorii del veicolo e valutarne l'influenza sui parametri di sollecitazione. Infine, l'E-Stop consiste di un ciclo standard durante il quale però l'operatore che controlla la macchina simula una fermata di emergenza andando a premere l'apposito pulsante della console di controllo. La

prima parte del ciclo E-Stop è quindi analoga ad un ciclo standard mentre invece in seguito al segnale di emergenza i due cicli si differenziano. Ulteriori dettagli riguardanti questo tipo di ciclo verranno riportati nel capitolo seguente.

CAPITOLO 5

Analisi dei risultati

Visto quanto descritto nel precedente capitolo circa la modalità di definizione degli zeri durante le prove effettuate, la prima operazione che si è resa necessaria per effettuare l'analisi dei risultati è stata il passaggio dallo zero funzionale allo zero del materiale (già descritti nel capitolo precedente).

Per effettuare questa, e anche le altre operazioni di analisi dati che si vedranno nel seguito, è stato utilizzato il software imc Famos[®] Enterprise 6.3, tale software consente di effettuare operazioni sull'intera sequenza di valori misurati senza dover agire sul singolo dato e permette quindi maggior rapidità nelle operazioni.

Il primo passaggio necessario per ridefinire lo zero dei canali acquisiti è quello di isolare dall'ultima delle sequenze di misura (ovvero quella in cui si è andati a scaricare la giostra) gli intervalli temporali in cui i componenti erano veramente scarichi, di queste porzioni estratte si è calcolato il valor medio, così da eliminare eventuali componenti di rumore random. Si noti che tali operazioni non sono necessarie per tutti i canali, infatti i canali dell'accelerometro e della flessione orizzontale si trovavano già allo zero reale. I valori medi così calcolati sono stati sottratti a tutti i canali acquisiti, prestando attenzione a mantenere la corrispondenza corretta tra i diversi canali.

Effettuata quest'operazione si dispone dei valori di deformazione effettivamente presenti nei vari punti della giostra in tutti gli istanti di misura.

Va sottolineato che i valori rilevati durante la fase di scarico per il braccio principale sono ancora influenzati dal peso proprio della trave, che si trova ora in condizioni di appoggio-appoggio. Al fine di ottenere lo zero reale del materiale anche per la zona del braccio sono stati valutati, attraverso un semplice conto analitico, il valore dei parametri di sollecitazione e della tensione presenti nella sezione di misura nella condizione di appoggio-appoggio.

Materiale: Fe510

$$\text{Densità} = \rho = 7.87 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$\text{Area sezione di misura} = A = 9670 \text{ mm}^2$$

$$\text{Carico distribuito} = \mu = \rho \cdot A \cdot g = 7.87 \cdot 10^{-6} \cdot 9670 \cdot 9.81 = 0.7466 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (5.1)$$

$$\text{Reazione vincolare} = R = \frac{\mu \cdot l}{2} = \frac{0.7466 \cdot 5965}{2} = 2092.44 \text{ N} \quad (5.2)$$

con: l = lunghezza della trave

Momento flettente nella sezione di misura:

$$\begin{aligned} M_f &= R \cos(20^\circ) \cdot x - \mu \cos(20^\circ) \cdot \frac{x^2}{2} = \\ &= 2092.44 \cos(20^\circ) \cdot 1362 - \mu \cos(20^\circ) \cdot \frac{1362^2}{2} = \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$= 2199154 \text{ Nmm}$$

con x=distanza della sezione di misura dall'estremo della trave

$$\text{Modulo di resistenza a flessione} = W = 700071 \text{ mm}^3$$

$$\text{Tensione risultante} = \sigma = \frac{M_f}{W} = \frac{2199154}{700071} = 3.14 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

I valori così ottenuti sono stati sottratti ai valori di momento flettente, tensioni, etc. misurati durante le prove. Si utilizza la sottrazione poiché la condizione finale di appoggio-appoggio ottenuta durante la fase di scarico comporta una sollecitazione aggiuntiva per il materiale rispetto alla condizione di zero.

5.1 Sequenze Famos[®]

Si riportano di seguito le sequenze Famos[®] scritte ed utilizzate per elaborare i segnali, le sequenze sono riportate nell'ordine in cui sono state poi eseguite.

La prima operazione effettuata è stata quella di azzerare i canali di misura:

```
; Sequenza per calcolare il primo valore di ogni canale e riscaldare il
canale in base a quel valore
```

```
; Estraggo il primo valore dei canali:
```

```
x1 = Value(BR_DefFlexOr,0)
```

```
x2 = Value(BR_DefInf,0)
```

```
x3 = Value(BR_DefLoc,0)
```

```

x4 = Value(BR_DefSup,0)
x5 = Value(Pist_DefExt,0)
x6 = Value(Pist_DefInt,0)
x7 = Value(VE_DefFlexOr,0)
x8 = Value(VE_DefFlexVert,0)
x9 = Value(VE_DefTors,0)

BR_DefFlexOr = BR_DefFlexOr-x1
BR_DefInf = BR_DefInf-x2
BR_DefLoc = BR_DefLoc-x3
BR_DefSup = BR_DefSup-x4
Pist_DefExt = Pist_DefExt-x5
Pist_DefInt = Pist_DefInt-x6
VE_DefFlexOr = VE_DefFlexOr-x7
VE_DefFlexVert = VE_DefFlexVert-x8
VE_DefTors = VE_DefTors-x9

SAVE BR_DefFlexOr
SAVE BR_DefInf
SAVE BR_DefLoc
SAVE BR_DefSup
SAVE Pist_DefExt
SAVE Pist_DefInt
SAVE VE_DefFlexOr
SAVE VE_DefFlexVert
SAVE VE_DefTors

```

Quindi sono state estratte le porzioni di sequenza dai file relativi alla fase di scarico e se ne è calcolata la media:

```

; Sequenza per estrarre in automatico porzioni di dati dai file e calcolarne
la media

; IMPOSTAZIONI:
; Non caricare permanentemente i file
; Non mostrare i grafici in automatico
; Impostare il nome del file come da sorgente

; Intervalli temporali in cui prelevare i campioni

; Intervallo con veicolo scarico
t_in1 = 926

```

```
t_fin1 = 1409

; Intervallo con pistone scarico
t_in2 = 1372
t_fin2 = 1409

; Intervallo con braccio scarico
t_in3 = 1386
t_fin3 = 1409

; Estrazione porzioni di file
VE_DefTors_Scarica = Cut(VE_DefTors,t_in1,t_fin1)
VE_DefFlexVert_Scarica = Cut(VE_DefFlexVert,t_in1,t_fin1)

Pist_DefExt_Scarica = Cut(Pist_DefExt,t_in2,t_fin2)
Pist_DefInt_Scarica = Cut(Pist_DefInt,t_in2,t_fin2)

BR_DefSup_Scarica = Cut(BR_DefSup,t_in3,t_fin3)
BR_DefInf_Scarica = Cut(BR_DefInf,t_in3,t_fin3)
BR_DefLoc_Scarica = Cut(BR_DefLoc,t_in3,t_fin3)

; Calcolo dei valori medi sulle porzioni estratte
Media_VE_DefTors_Scarica = Mean(VE_DefTors_Scarica)
Media_VE_DefFlexVert_Scarica = Mean(VE_DefFlexVert_Scarica)

Media_Pist_DefExt_Scarica = Mean(Pist_DefExt_Scarica)
Media_Pist_DefInt_Scarica = Mean(Pist_DefInt_Scarica)

Media_BR_DefSup_Scarica = Mean(BR_DefSup_Scarica)
Media_BR_DefInf_Scarica = Mean(BR_DefInf_Scarica)
Media_BR_DefLoc_Scarica = Mean(BR_DefLoc_Scarica)

; Salvo i valori medi
SAVE Media_VE_DefTors_Scarica
SAVE Media_VE_DefFlexVert_Scarica

SAVE Media_Pist_DefExt_Scarica
SAVE Media_Pist_DefInt_Scarica

SAVE Media_BR_DefSup_Scarica
SAVE Media_BR_DefInf_Scarica
```

```
SAVE Media_BR_DefLoc_Scarica
```

I valori medi così calcolati sono stati sottratti ai canali acquisiti:

```
; Sequenza per sommare/sottrarre il valor medio calcolato dalle porzioni di
file estratte
```

```
; IMPOSTAZIONI:
```

```
; Non caricare permanentemente i file
; Non mostrare i grafici in automatico
; Impostare il nome del file come da sorgente
; Impostare/caricare come permanenti i valori medi
```

```
VE_DefTors = VE_DefTors - Media_VE_DefTors_Scarica
```

```
VE_DefFlexVert = VE_DefFlexVert - Media_VE_DefFlexVert_Scarica
```

```
Pist_DefExt = Pist_DefExt - Media_Pist_DefExt_Scarica
```

```
Pist_DefInt = Pist_DefInt - Media_Pist_DefInt_Scarica
```

```
BR_DefSup = BR_DefSup - Media_BR_DefSup_Scarica
```

```
BR_DefInf = BR_DefInf - Media_BR_DefInf_Scarica
```

```
BR_DefLoc = BR_DefLoc - Media_BR_DefLoc_Scarica
```

```
SAVE VE_DefFlexOr
```

```
SAVE VE_DefTors
```

```
SAVE VE_DefFlexVert
```

```
SAVE Pist_DefExt
```

```
SAVE Pist_DefInt
```

```
SAVE BR_DefSup
```

```
SAVE BR_DefInf
```

```
SAVE BR_DefLoc
```

```
SAVE BR_DefFlexOr
```

Quindi si è passati ai parametri di sollecitazione:

```
; Sequenza per:
```

```
; -Estrarre le componenti di trazione e momento flettente dai quarti di
ponte
```

```
; -Passare ai valori di tensione
```

```
; -Passare a momenti flettenti, sforzo normale, momento torcente
```

```
; Opero sui quarti di ponte:
BR_DefFlexVert = (BR_DefSup-BR_DefInf)/2
BR_DefTraz = (BR_DefSup+BR_DefInf)/2

Pist_DefFlexVert = (Pist_DefExt-Pist_DefInt)/2
Pist_DefTraz = (Pist_DefExt+Pist_DefInt)/2

; Salvo i valori calcolati:
SAVE BR_DefFlexVert
SAVE BR_DefTraz

SAVE Pist_DefFlexVert
SAVE Pist_DefTraz

; Introduzione modulo di Young:
;E = 210000 MPa
B = 0.21

; Calcolo le tensioni
VE_TensFlexOr = VE_DefFlexOr*B
VE_TensTors = VE_DefTors*B/(1+0.3)
VE_TensFlexVert = VE_DefFlexVert*B

Pist_TensExt = Pist_DefExt*B
Pist_TensInt = Pist_DefInt*B

BR_TensSup = BR_DefSup*B
BR_TensInf = BR_DefInf*B
BR_TensLoc = BR_DefLoc*B
BR_TensFlexOr = BR_DefFlexOr*B

BR_TensFlexVert = BR_DefFlexVert*B
BR_TensTraz = BR_DefTraz*B

Pist_TensFlexVert = Pist_DefFlexVert*B
Pist_TensTraz = Pist_DefTraz*B

; Assegno alle tensioni l'unità di misura MPa:
SetUnit(VE_TensFlexOr,"MPa",1)
SetUnit(VE_TensTors,"MPa",1)
SetUnit(VE_TensFlexVert,"MPa",1)
```

```
SetUnit(Pist_TensExt,"MPa",1)
SetUnit(Pist_TensInt,"MPa",1)
```

```
SetUnit(BR_TensSup,"MPa",1)
SetUnit(BR_TensInf,"MPa",1)
SetUnit(BR_TensLoc,"MPa",1)
SetUnit(BR_TensFlexOr,"MPa",1)
```

```
SetUnit(BR_TensFlexVert,"MPa",1)
SetUnit(BR_TensTraz,"MPa",1)
```

```
SetUnit(Pist_TensFlexVert,"MPa",1)
SetUnit(Pist_TensTraz,"MPa",1)
```

```
; Salvo le tensioni calcolate:
```

```
SAVE VE_TensFlexOr
SAVE VE_TensTors
SAVE VE_TensFlexVert
```

```
SAVE Pist_TensExt
SAVE Pist_TensInt
```

```
SAVE BR_TensSup
SAVE BR_TensInf
SAVE BR_TensLoc
SAVE BR_TensFlexOr
```

```
SAVE BR_TensFlexVert
SAVE BR_TensTraz
```

```
SAVE Pist_TensFlexVert
SAVE Pist_TensTraz
```

```
; Introduzione parametri sezioni:
```

```
; Veicolo
```

```
A1 = 1435.6194           ;mm2, area del tubolare
J1 = 1314420.6119       ;mm4, momento di inerzia della sezione
h1 = 40                  ;mm, semialtezza della sezione
```

```
W1 = J1/h1           ;mm3, modulo resistenza a flessione del tubolare
O1 = 5576.7146      ;mm2, area formula di Bredt
t1 = 5              ;mm, spessore del profilo del tubolare

; Pistone
A2 = 907.92         ;mm2, area del pistone
W2 = 3858.66       ;mm3, modulo resistenza a flessione del pistone

; Braccio
A3 = 9661.1680     ;mm2, area del braccio
J3x = 108511050.7449 ;mm4, momento di inerzia della sezione rispetto
all'asse x
J3y = 27890750.6432 ;mm4, momento di inerzia della sezione rispetto
all'asse y
h3 = 155           ;mm, semialtezza della sezione
w3 = 66           ;mm, semilarghezza della sezione
W3x = J3x/h3      ;mm3, modulo di resistenza a flessione del braccio
rispetto all'asse x
W3y = J3y/w3      ;mm3, modulo di resistenza a flessione del braccio
rispetto all'asse y

; Calcolo parametri di sollecitazione:
VE_MomFlexOr = VE_TensFlexOr*W1
VE_MomTors = VE_TensTors*2*O1*t1
VE_MomFlexVert = VE_TensFlexVert*W1

Pist_MomFlexVert = Pist_TensFlexVert*W2
Pist_Traz = Pist_TensTraz*A2

BR_MomFlexOr = BR_TensFlexOr*W3y
BR_MomFlexVert = BR_TensFlexVert*W3x
BR_Traz = BR_TensTraz*A3

; Assegno ai parametri di sollecitazione le unità di misura:
SetUnit(VE_MomFlexOr, "Nmm", 1)
SetUnit(VE_MomTors, "Nmm", 1)
SetUnit(VE_MomFlexVert, "Nmm", 1)

SetUnit(Pist_MomFlexVert, "Nmm", 1)
SetUnit(Pist_Traz, "N", 1)
```



```

SetUnit(BR_MomFlexOr,"Nmm",1)
SetUnit(BR_MomFlexVert,"Nmm",1)
SetUnit(BR_Traz,"N",1)

```

```

; Salvo i parametri di sollecitazione calcolati:

```

```

SAVE VE_MomFlexOr
SAVE VE_MomTors
SAVE VE_MomFlexVert

```

```

SAVE Pist_MomFlexVert
SAVE Pist_Traz

```

```

SAVE BR_MomFlexOr
SAVE BR_MomFlexVert
SAVE BR_Traz
SAVE BR_TensLoc

```

Infine si sono calcolati i valori massimi e minimi dei parametri precedentemente calcolati, di questa sequenza si riporta solo il primo blocco poiché gli altri risultano a questo identici eccezion fatta per il nome della variabili:

```

; Sequenza per:
; -Calcolare i valori massimi delle funzioni
; -Calcolare i valori minimi delle funzioni
; -Calcolare l'istante in cui si verifica il valore massimo
; -Calcolare l'angolo per cui si verifica il valore massimo

; Estraggo i valori massimi:

; Accelerazione X
max_AccX = Max(Acc_X)           ;Determina il massimo della funzione
min_AccX = Min(Acc_X)           ;Determina il minimo della funzione
maxx1 = Pos(Acc_X,max_AccX)     ;Determina la posizione x in cui si trova il
massimo della funzione
minx1 = Pos(Acc_X,min_AccX)     ;Determina la posizione x in cui si trova il
minimo della funzione
angle_max_AccX = Value(Inclinazione,maxx1)   ;Determina l'inclinazione
nel punto di massimo della funzione
angle_min_AccX = Value(Inclinazione,minx1)   ;Determina l'inclinazione
nel punto di minimo della funzione

```

```

SAVE max_AccX
SAVE min_AccX
SAVE maxx1
SAVE minx1
SAVE angle_max_AccX
SAVE angle_min_AccX
    
```

L'ultima operazione svolta è stata la trasformazione dell'angolo misurato con l'inclinometro, facendo riferimento alla figura riportata di seguito si è operata una trasformazione per risalire dall'angolo misurato all'angolo di inclinazione del braccio della giostra. A tal fine si è tenuto conto del fatto che in un qualsiasi triangolo il rapporto tra il lato ed il seno dell'angolo opposto risulta costante.

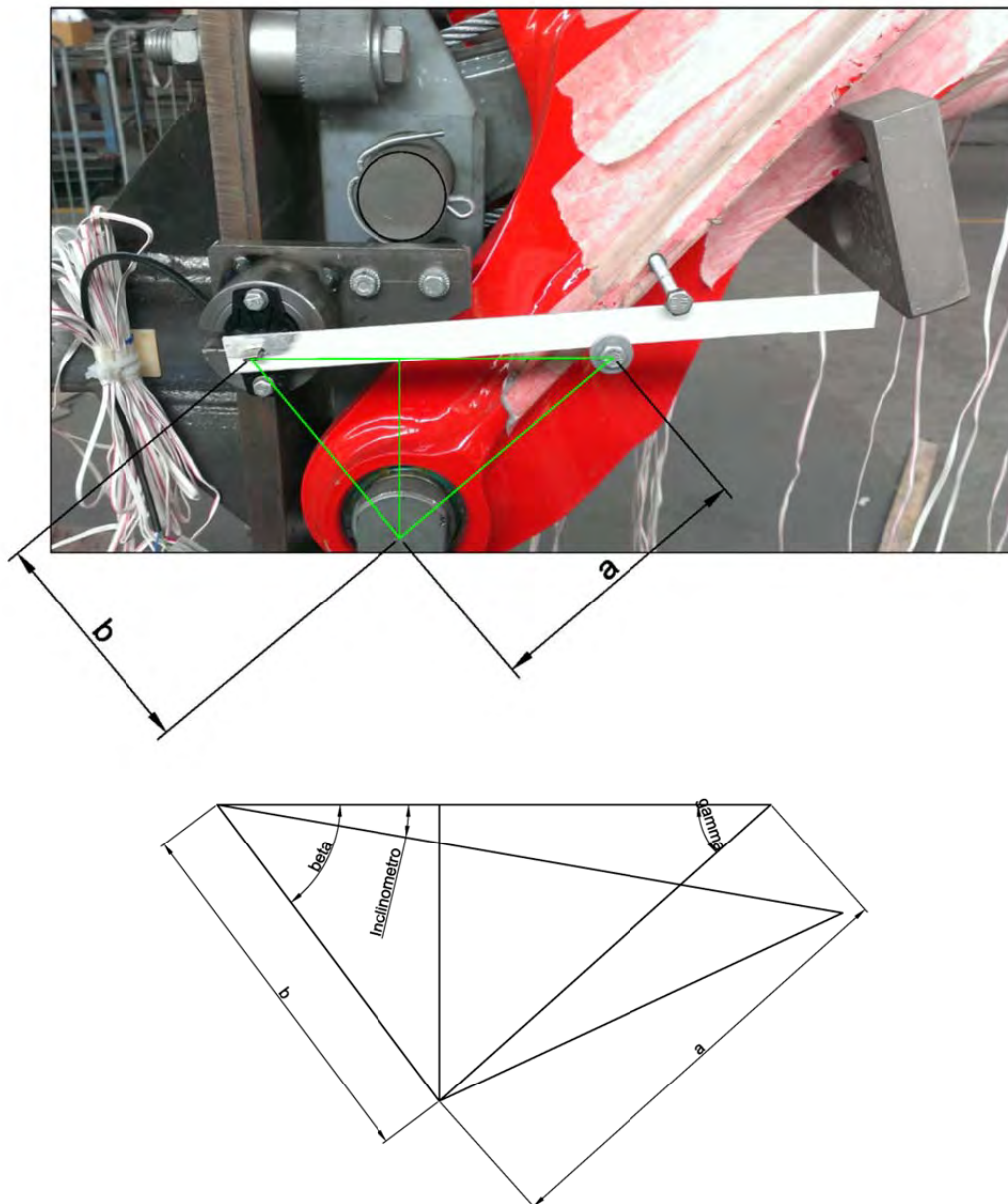


Figura 5.1: Schema di riferimento per la trasformazione degli angoli

```

; Sequenza per trasformare gli angoli dell'inclinometro

; Definizione parametri

a = 122
b = 102
beta = 50 'Degr'
sbeta = sin(beta)
Inclinometro = Inclinometro+12
x = beta-Inclinometro
s2 = sin(x)
gamma = asin(b/a*sbeta)*(180/pi)
delta = asin(b/a*s2)*(180/pi)

Inclinazione = Inclinometro+gamma-delta
Inclinazione = -Inclinazione
Inclinazione = Inclinazione-22
SAVE Inclinazione

```

5.2 Ripetibilità dei risultati

Come già descritto nel capitolo precedente, i primi set di acquisizioni sono stati ottenuti utilizzando il ciclo standard caricato nella giostra, dal momento che durante tali cicli il sistema di controllo esegue sempre le stesse operazioni, i movimenti della giostra si ripetono sempre uguali. Alla luce di ciò ci si aspetta che i vari strumenti posizionati a bordo della giostra forniscano valori uguali in cicli diversi. Visto che, come noto, sono sempre presenti fattori esterni il cui contributo è piccolo, ma statisticamente sempre presente e vario, in cicli diversi non si otterranno valori perfettamente uguali tra loro, ma ci si aspetta comunque risultati compatibili e che presentino differenze contenute.

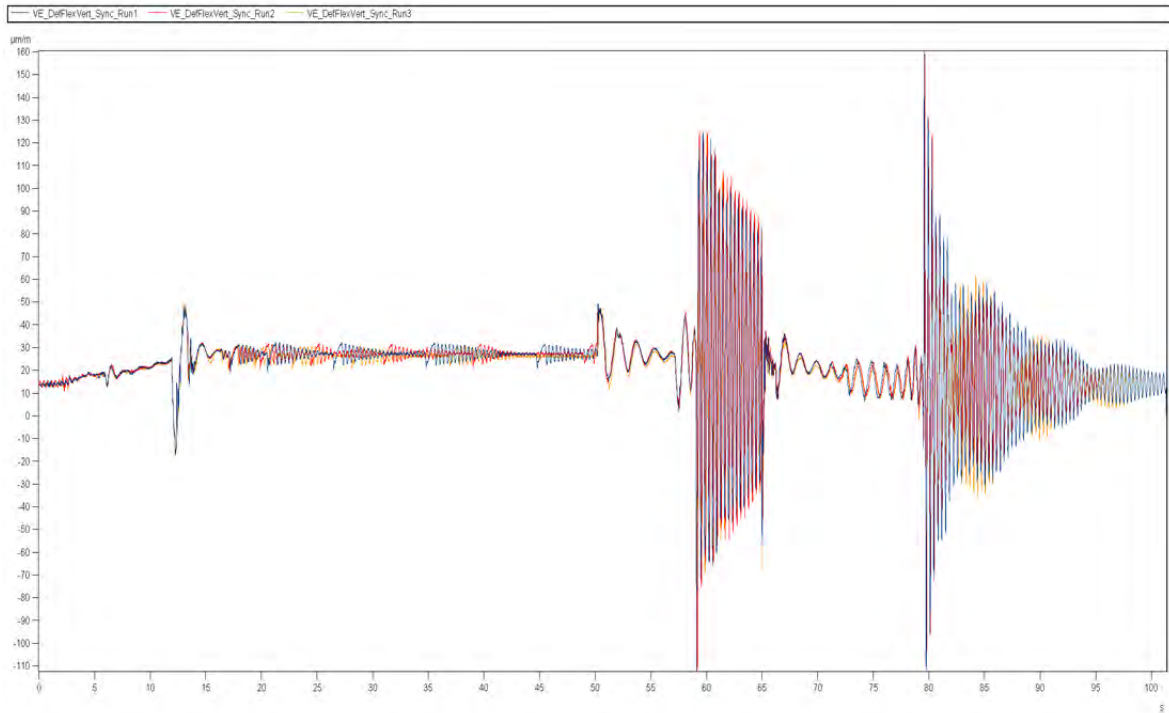


Figura 5.2: Andamento delle deformazioni dovute al momento flettente nel piano verticale nella zona del veicolo. La figura riporta le deformazioni ottenute in 3 differenti cicli effettuati dalla giostra.

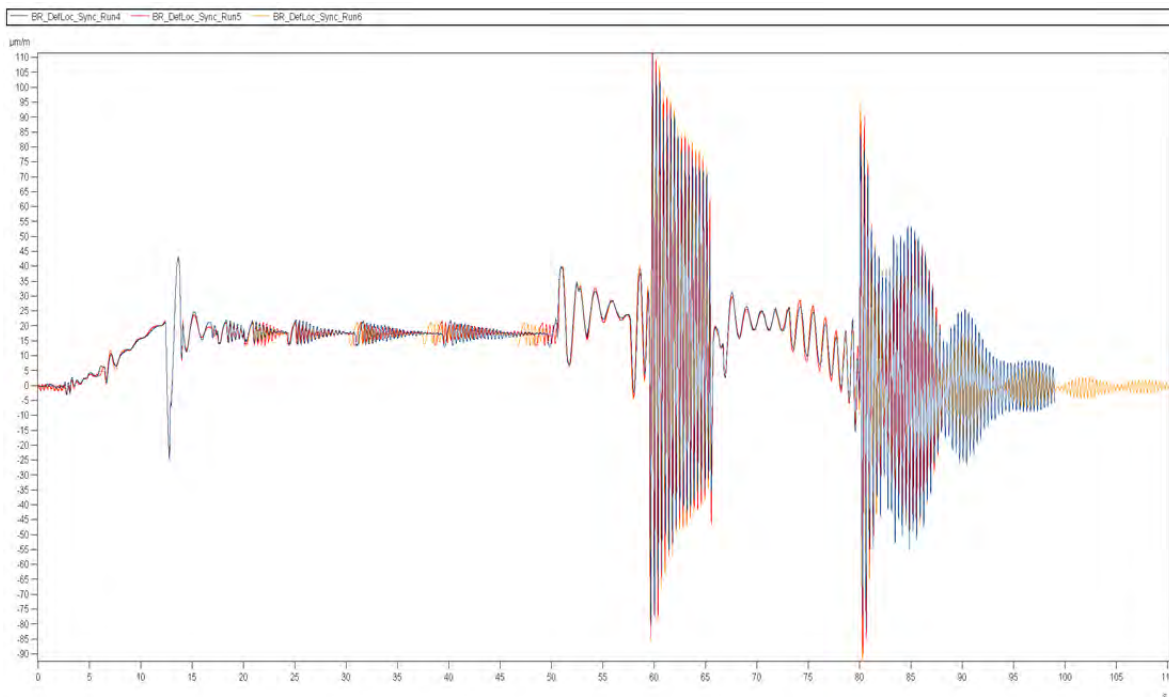


Figura 5.3: Andamento delle deformazioni alla base del dettaglio saldato presente sul braccio della giostra. La figura riporta le deformazioni ottenute in 3 differenti cicli effettuati dalla giostra.

Come si può notare nelle figure precedentemente riportate, le deformazioni, in cicli differenti, hanno sempre lo stesso andamento, a dimostrazione della ripetibilità presente tra le prove effettuate (non si sono riportati tutti gli altri canali acquisiti visto che non ci sono differenze rispetto a quanto già riportato). Si noti che sono presenti alcuni intervalli in cui vi è un certo sfasamento temporale tra i segnali acquisiti nei diversi cicli, questo fenomeno origina proprio da eventi di lieve entità: negli intervalli in cui sono presenti gli sfasamenti citati la zona del veicolo sta subendo un moto vibratorio attorno alla posizione a braccio orizzontale; tale moto non è voluto (ovvero non innescato appositamente dal sistema di controllo), ma origina dalla presenza di effetti inerziali negli elementi della giostra e dalla inevitabile elasticità degli stessi. Vista la natura del fenomeno è possibile ipotizzare che anche la minima differenza di posizionamento della giostra nelle fasi iniziali dell'evento possa portare ad un lieve sfasamento temporale dovuto a condizioni iniziali o a valori di smorzamento leggermente diversi. Questi intervalli temporali quindi non vanno a ledere la ripetibilità delle prove effettuate, soprattutto perché le differenze, seppur presenti, sono dovute solamente ad uno sfasamento temporale.

Alla luce di quanto detto, nel riportare in seguito i risultati non si vedranno analizzati uno per uno i singoli cicli effettuati, ma ci si limiterà a riportare le differenze significative, qual ora presenti, tra tipologie differenti di ciclo.

5.3 Accelerazioni

Come già detto in precedenza, la giostra è stata strumentata con un accelerometro a tre assi per valutare le accelerazioni subite dai passeggeri a bordo del veicolo. Si ricordi inoltre che nell'effettuare le prove sono stati considerati due diversi posizionamenti per l'accelerometro: uno conforme alla normativa cinese ed uno invece conforme alla normativa americana.

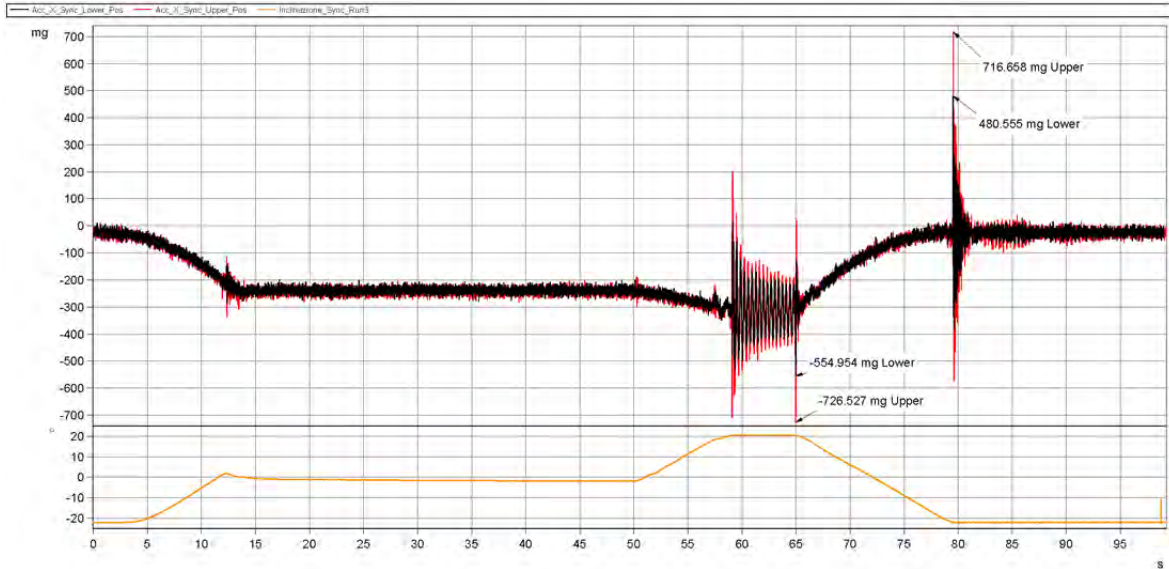


Figura 5.4: Confronto tra l'accelerazione radiale con l'accelerometro posto in due diverse posizioni.

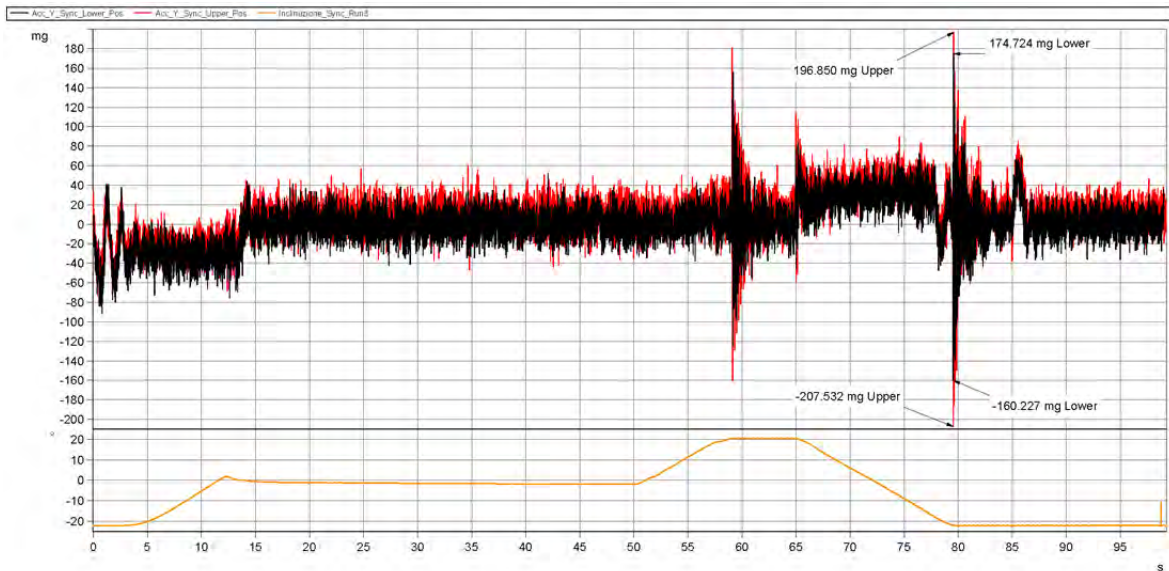


Figura 5.5: Confronto tra l'accelerazione nella direzione del moto con l'accelerometro posto in due diverse posizioni.

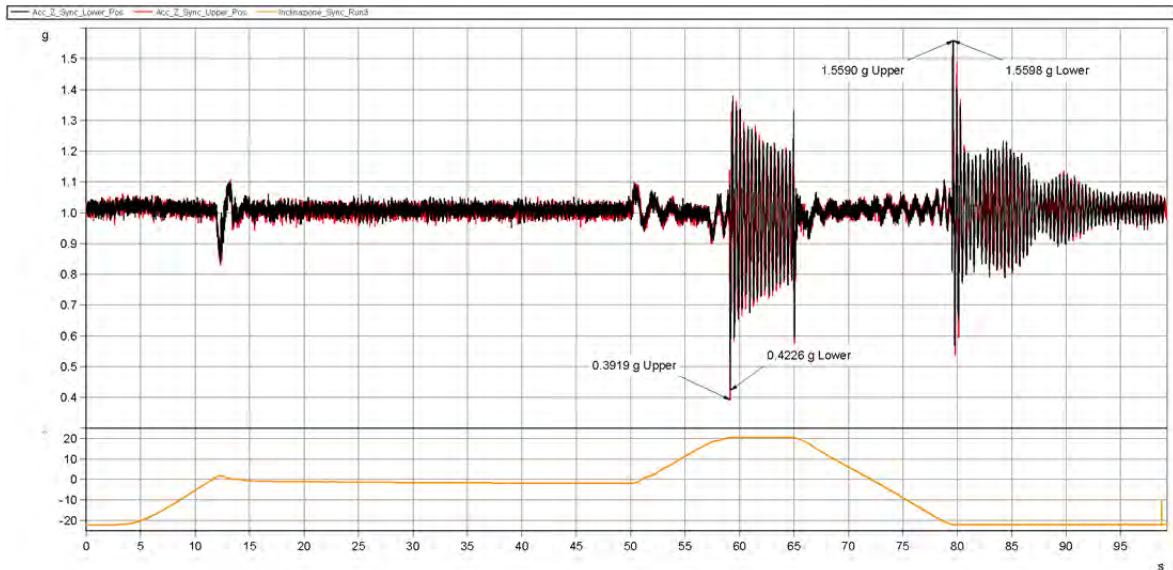


Figura 5.6: Confronto tra l'accelerazione verticale con l'accelerometro posto in due diverse posizioni.

Come si evince dalle figure precedentemente riportate i due diversi posizionamenti per l'accelerometro non danno luogo a differenze significative di valori durante il ciclo standard della giostra, per questo motivo nel seguito nel riportare i valori massimi di accelerazione non si farà riferimento alla posizione in cui era l'accelerometro quando sono state ottenute tali misure.

Per avere un riferimento nell'analizzare i grafici che verranno riportati in seguito, si guardino gli assi rappresentati nelle seguenti figure.

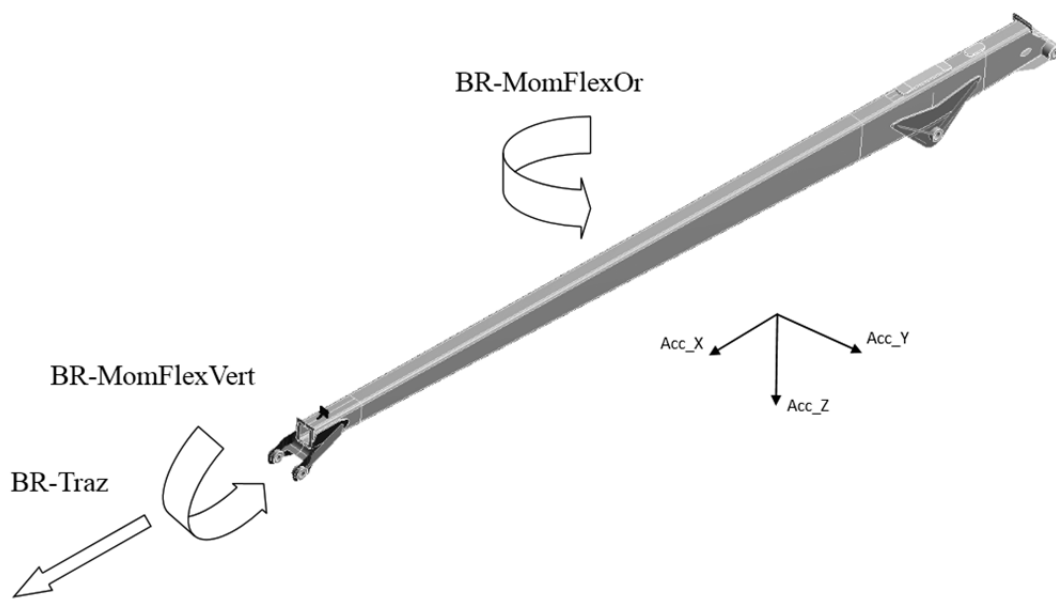


Figura 5.7: Sistema di riferimento per i parametri di sollecitazione e per la misura delle accelerazioni.

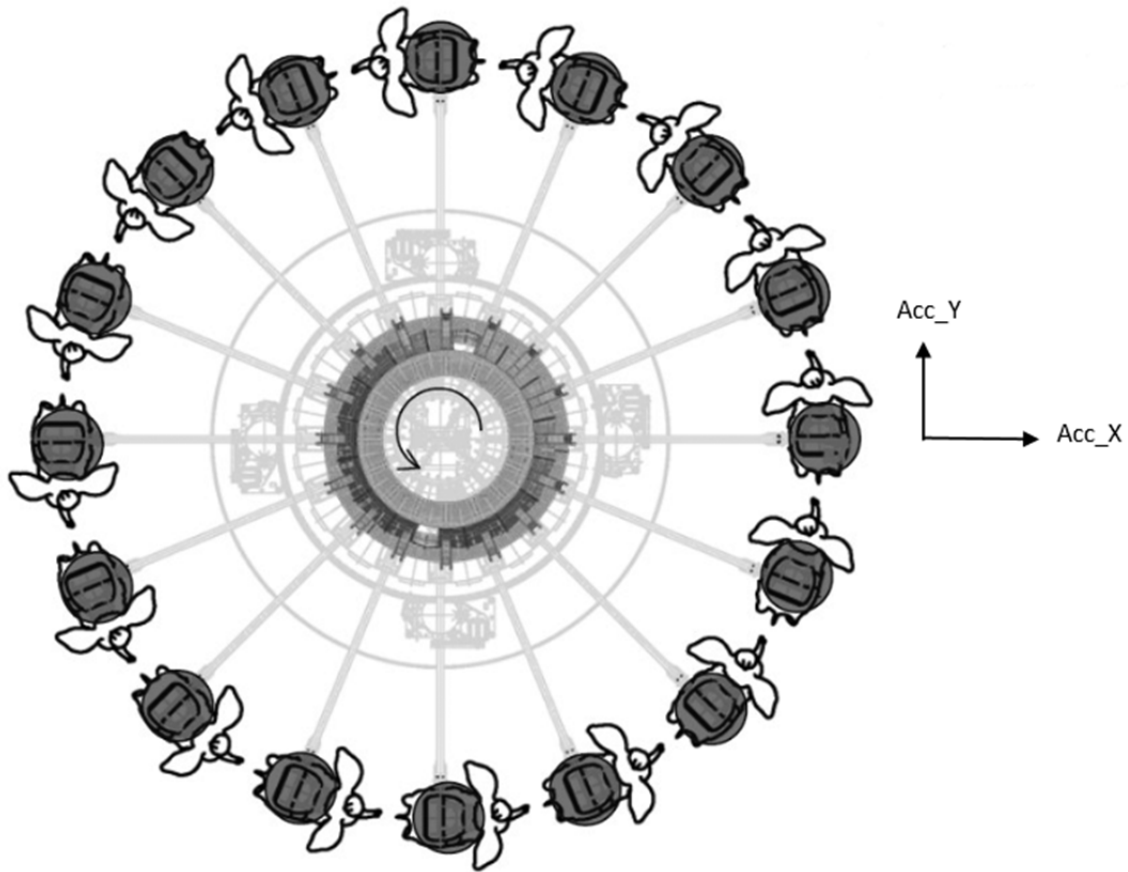


Figura 5.8: Sistemi di riferimento per la misura dell'accelerazione.

La figura 5.9 riporta l'andamento delle accelerazioni durante il ciclo standard delle ore 14.46, durante tale ciclo si è rilevato il valore massimo di accelerazione lungo l'asse x (i.e. accelerazione centrifuga).

Il valore massimo misurato risulta pari a 784.983 mg e si verifica nel momento in cui si innescano i fenomeni vibratori al raggiungimento della posizione di altezza minima per il braccio a fine ciclo. Dal punto di vista puramente teorico, poiché i fenomeni vibratori non si svolgono in direzione radiale, ma solamente in direzione verticale, l'accelerazione centrifuga non dovrebbe risentire di tale effetto.

Il valore di picco misurato può quindi essere derivante dal fatto che durante il movimento vibratorio la zona del soggetto non si mantiene perfettamente orizzontale e quindi quella che dovrebbe essere teoricamente l'accelerazione radiale secondo il modello teorico risente invece anche di componenti di accelerazione dirette nella realtà lungo altri assi.

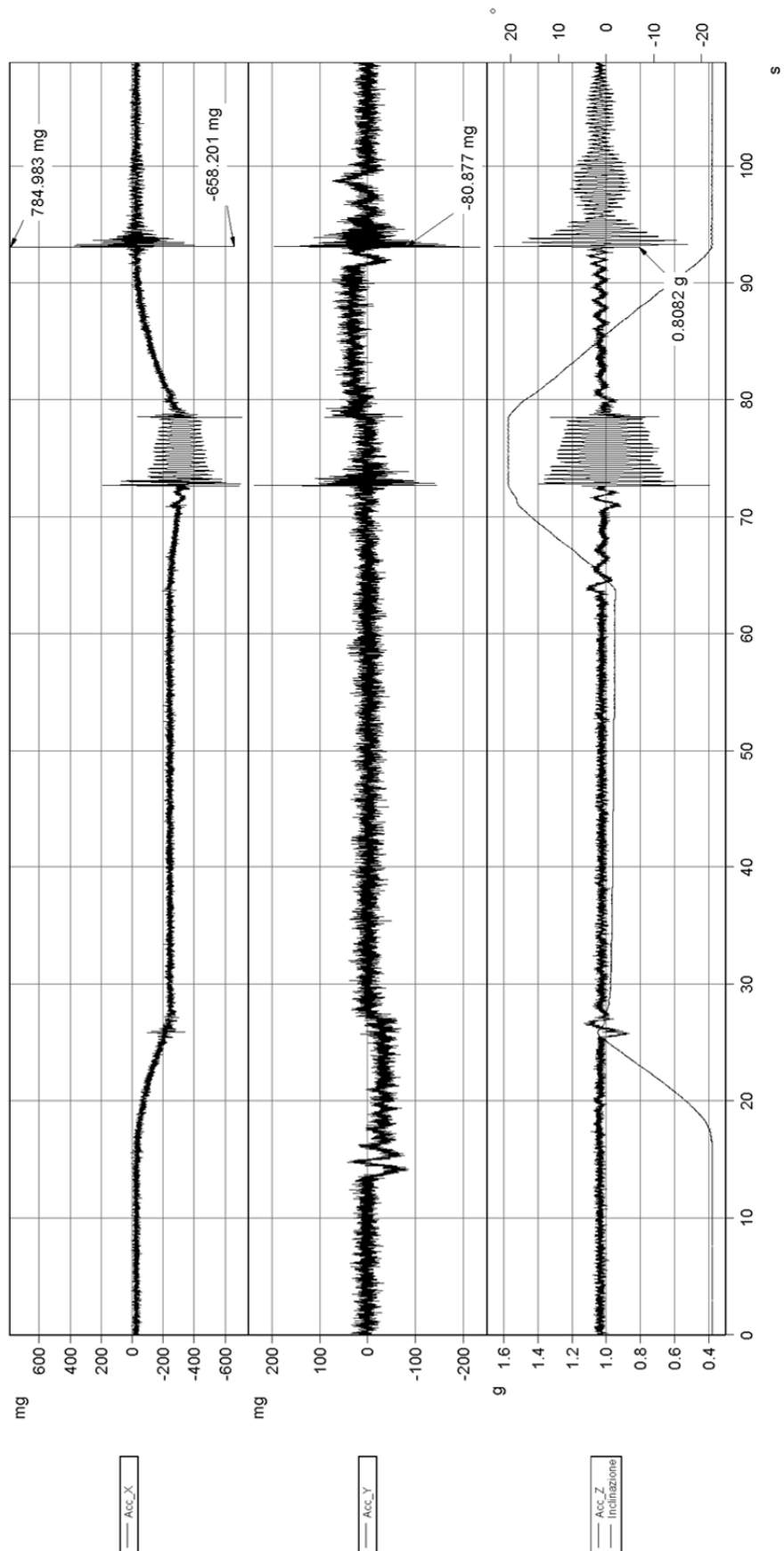


Figura 5.9: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo standard delle ore 14.46, durante tale ciclo si è registrato il valore massimo assoluto per l'accelerazione radiale.

Il modello della macchina consente di calcolare facilmente le accelerazioni centrifughe teoricamente presenti:

$n = 4.5 \text{ rpm}$, regime rotazionale nominale della giostra

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n = \frac{\pi}{30} \cdot 4.5 = 0.4712 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \text{velocità angolare nominale} \quad (5.5)$$

$$a_{cf} = \omega^2 \cdot r \quad (5.6)$$

$$(5.7)$$

$r = 7.93 \text{ m}$, nella posizione con braccio abbassato

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n = \frac{\pi}{30} \cdot 4.5 = 0.4712 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \text{velocità angolare nominale} \quad (5.8)$$

$$a_{cf} = \omega^2 \cdot r = 0.4712^2 \cdot 7.93 = 1.7610 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0.1795 \text{ g} \quad (5.9)$$

$r = 8.149 \text{ m}$, nella posizione con braccio orizzontale

$$a_{cf} = \omega^2 \cdot r = 0.4712^2 \cdot 8.149 = 1.8093 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0.1844 \text{ g} \quad (5.10)$$

Dal momento che nella posizione a braccio abbassato il veicolo è al punto più vicino alla giostra, mentre in quella con braccio orizzontale è nel punto più lontano, i valori di accelerazione centrifuga dovrebbero essere, in condizioni di velocità nominale, compresi tra i due valori sopra calcolati.

Il confronto con figura 5.9 permette di osservare che i valori misurati dall'accelerometro si scostano di poco (20 mg) da quanto teoricamente previsto se si considera il livello medio di segnale misurato.

La figura 5.10 riporta l'andamento delle accelerazioni registrate durante il ciclo standard delle ore 14.44 (si faccia attenzione che in questo ciclo gli assi y e z sono invertiti rispetto a quanto riportato in figura 5.8), durante tale ciclo si è rilevato il valore massimo di accelerazione lungo l'asse y (i.e. accelerazione della direzione del moto). Il valore massimo di accelerazione risulta pari a 292.987 mg (massimo in senso assoluto). Anche in questo caso il valore è stato rilevato durante i fenomeni vibratorii attorno alla posizione inferiore e valgono quindi le stesse considerazioni già fatte poco sopra parlando dell'accelerazione centrifuga.

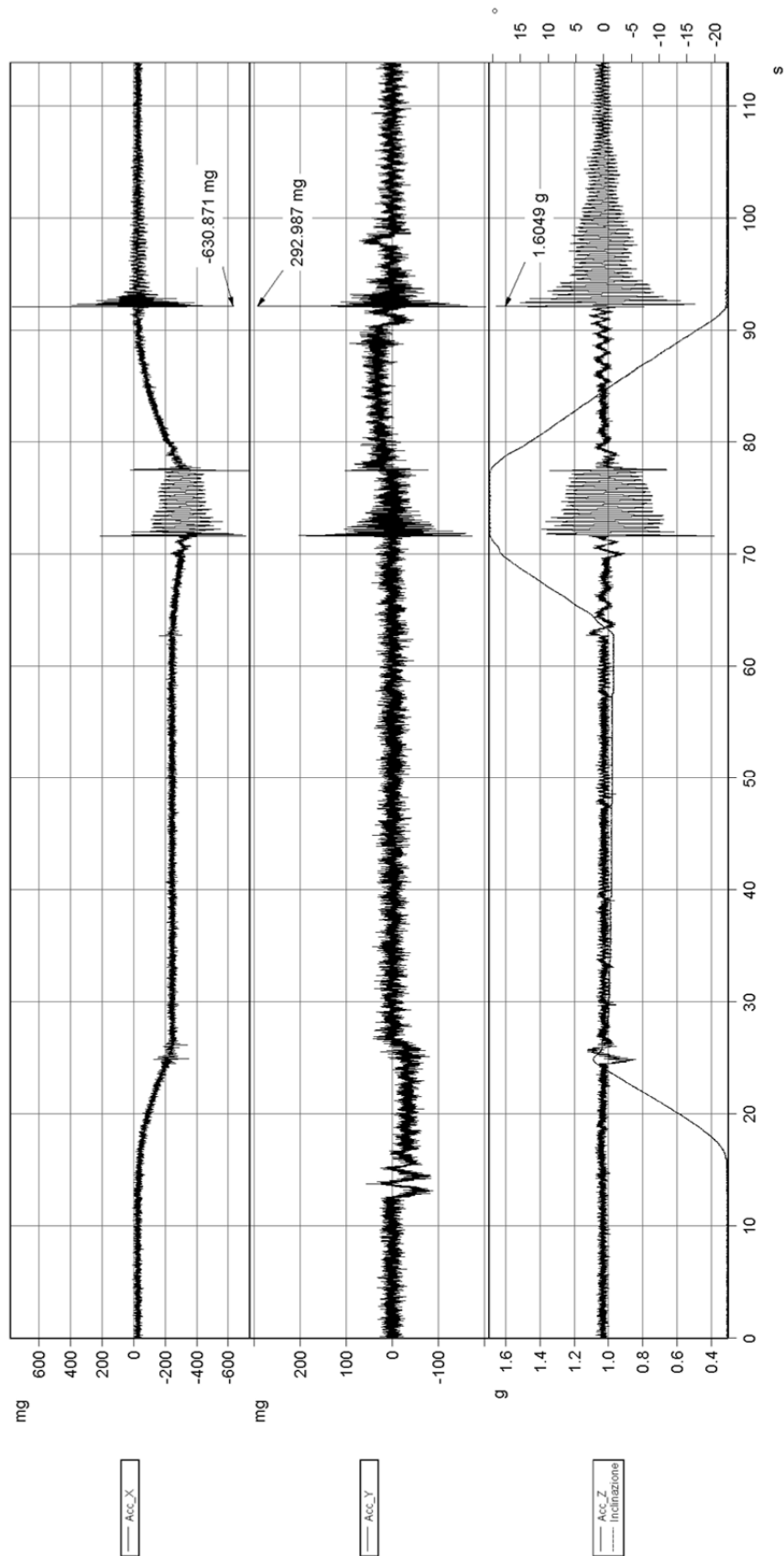


Figura 5.10: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo standard delle ore 14.44, durante tale ciclo si è registrato il valore massimo assoluto per l'accelerazione nella direzione del moto.

Una prima osservazione dei cicli effettuati, e descritti al capitolo precedente, potrebbe far pensare che, per quanto riguarda l'accelerazione nella direzione del moto, l'evento più gravoso sia quello della fermata di emergenza (ciclo E-Stop), tuttavia l'analisi dei risultati ha sottolineato come questo tipo di frenatura non comporta in realtà delle decelerazioni così brusche. Tale affermazione è avvalorata dalla seguente figura in cui si evidenzia il picco di accelerazione dovuto alla fermata di emergenza.

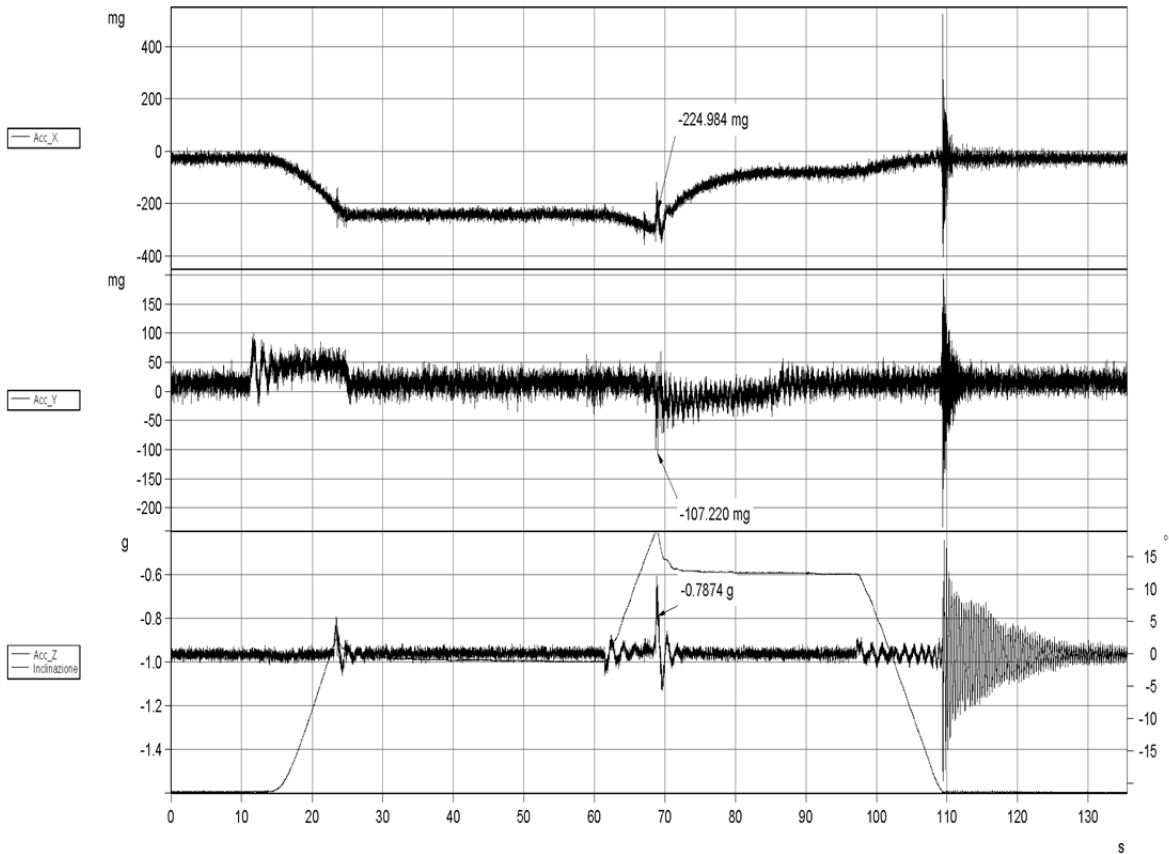


Figura 5.11: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo delle 15.54. Durante tale ciclo si è effettuata una frenata di emergenza, i picchi di accelerazioni legate a tale evento è indicato in figura.

In base a quanto detto circa i fenomeni vibratorii si potrebbe pensare che le misure di accelerazione non siano sufficienti a verificare la criticità della fermata di emergenza; tuttavia, come verrà descritto meglio nel seguito, anche le misure estensimetriche hanno confermato che i fenomeni vibratorii risultano più gravosi della fermata di emergenza in termini di deformazione nel piano orizzontale. Dal momento che gli estensimetri sono incollati sul materiale non risentono di eventuali variazioni di inclinazione del pezzo e forniscono quindi un'ulteriore prova (oltre a quella accelerometrica) del fatto che la frenata di emergenza non costituisce una condizione di criticità per la macchina. (Questi risultati trovano conforto anche

nell'osservazione del funzionamento della macchina: quella che viene definita frenata di emergenza è un rallentamento più rapido rispetto al normale, ma ben lontano dall'essere un fenomeno brusco come il nome potrebbe far pensare).

La figura 5.12 riporta infine il valore massimo di accelerazione misurata lungo l'asse verticale, tale valore è stato ottenuto durante il ciclo delle 15.42 nel quale si è andati a sollecitare particolarmente la macchina facendo muovere (volutamente) il veicolo attorno alla posizione di altezza minima. Il picco rilevato risulta pari a -1.7598 g ed è derivante dai fenomeni vibratori di cui si è già più volte parlato (si ricordi che si parte da un valore base di -1 g essendo l'accelerometro soggetto alla gravità terrestre lungo l'asse verticale).

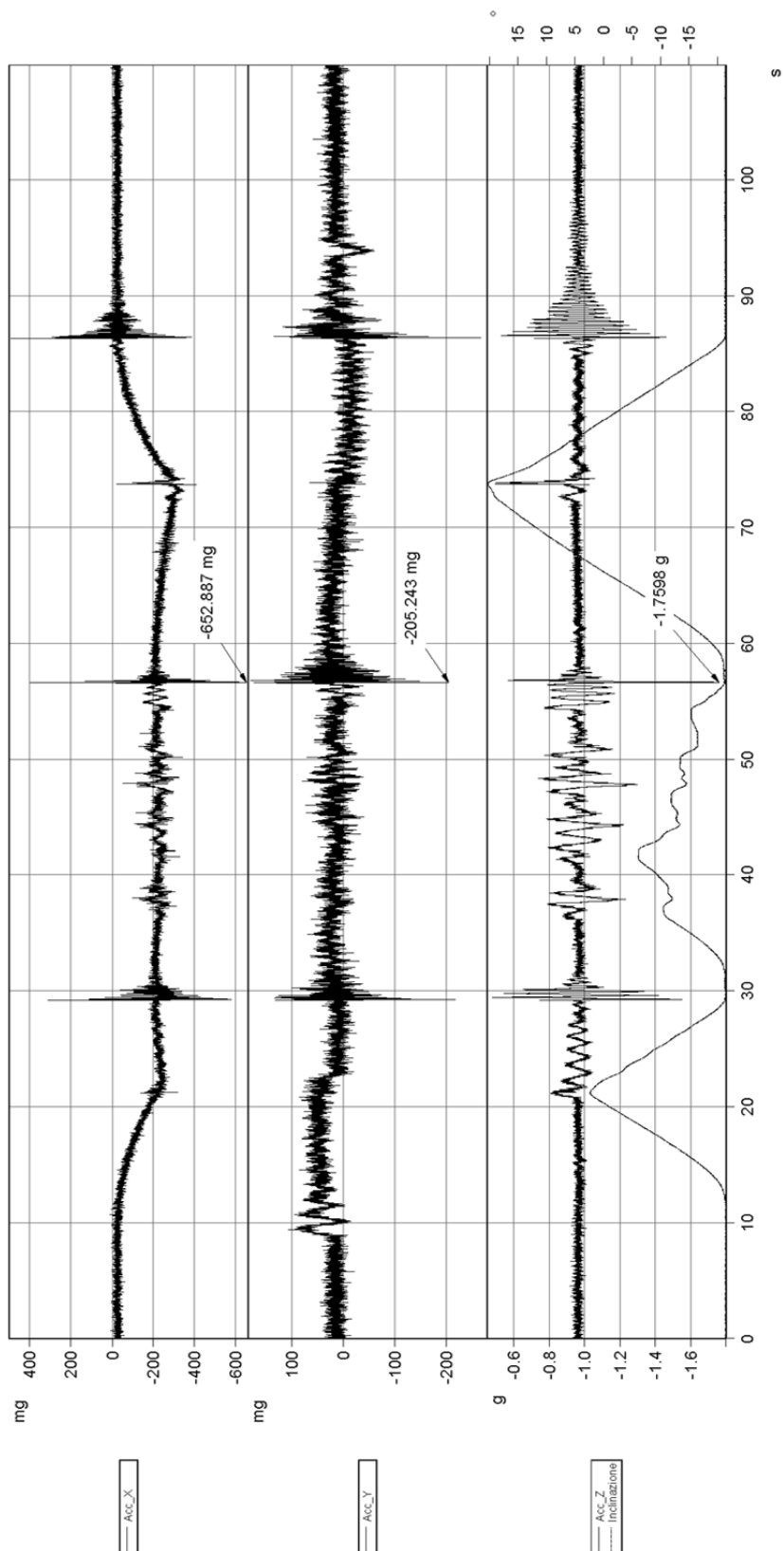


Figura 5.12: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo delle ore 15.42, durante tale ciclo si è registrato il valore massimo assoluto per l'accelerazione nella direzione verticale.

Infine si riportano i valori di accelerazioni rilevati durante il ciclo delle 15.29 in cui si è volutamente imposto un moto che portasse il veicolo periodicamente tra la posizione di altezza minima e quella di altezza massima.

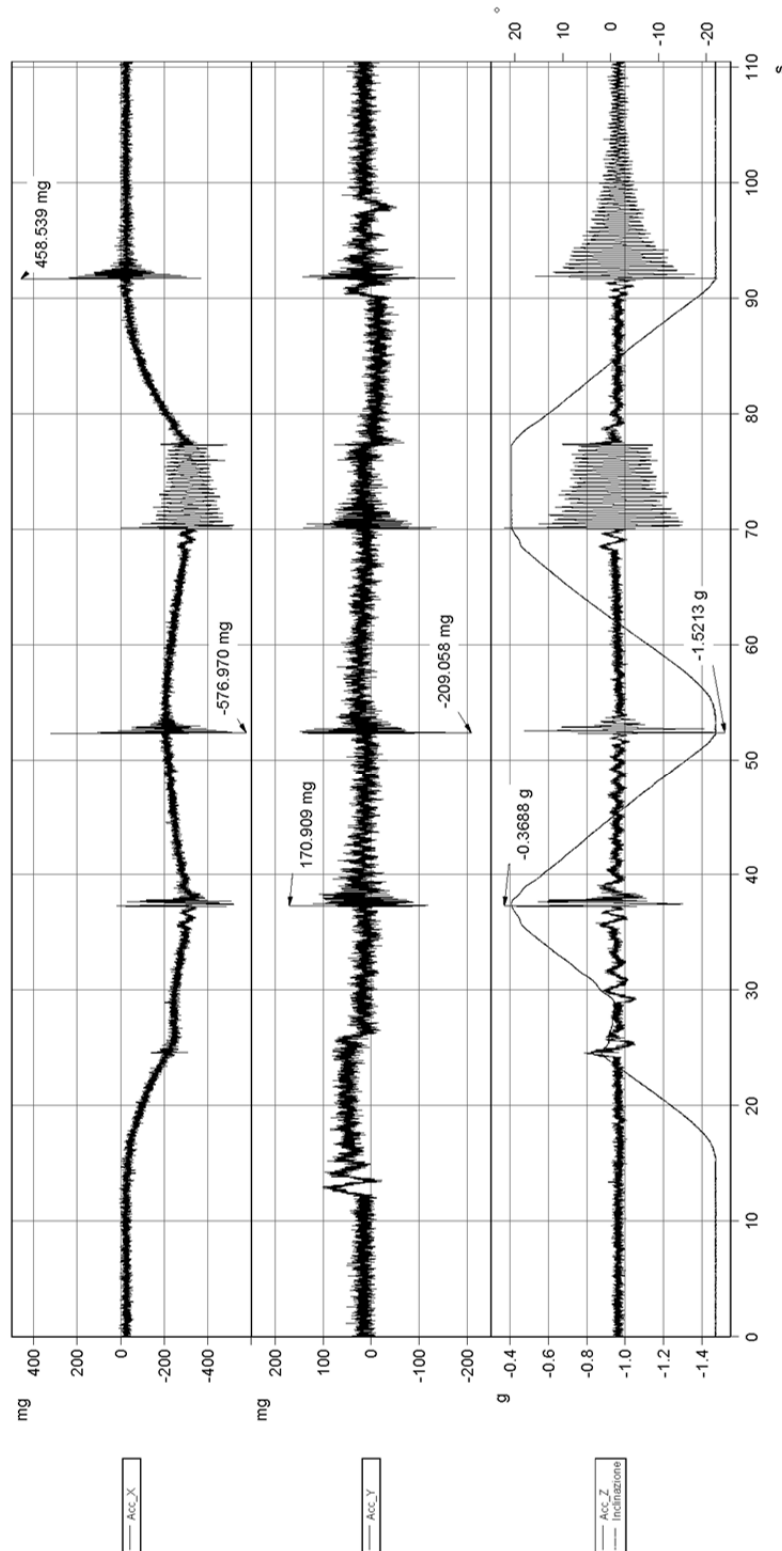


Figura 5.13: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo delle ore 15.29. Durante tale ciclo si è movimentato il veicolo così come ipotizzato nel modello numerico implementato in Adams®.

Tali valori possono essere confrontati con quanto previsto dal modello simulato da Zamperla con il software Adams[®]. Nell'analizzare questo, ed anche i seguenti grafici che riportano il confronto tra il ciclo Adams[®] ed i valori misurati, si deve tener presente che il ciclo simulato in Adams[®] prevede una continua oscillazione tra l'altezza massima e quella minima. Durante le prove sperimentali non è stato possibile replicare esattamente questo ciclo a causa dell'impossibilità di controllare precisamente la posizione della vettura con il manettino e per la presenza del controllo esterno che imponeva il moto nella parte iniziale e finale del ciclo. Questa discrepanza tra cicli è chiaramente visibile se si confronta l'inclinazione prevista dal modello numerico (figura 5.14) con quella invece ottenuta durante le prove sperimentali (figura 5.15). La differenza di inclinazione porta con sé uno sfasamento temporale dei fenomeni che diventa marcato soprattutto verso la fine del ciclo (perché si è scelto di allineare i segnali nella fase iniziale). Questa diversità non va tuttavia ad inficiare né le prove effettuate, né il confronto tra i risultati, è sufficiente tenere a mente che le diversità presenti a fine ciclo non sono dovute ad un'incompatibilità tra i risultati, ma semplicemente ad un diverso svolgimento del ciclo nei due casi considerati.

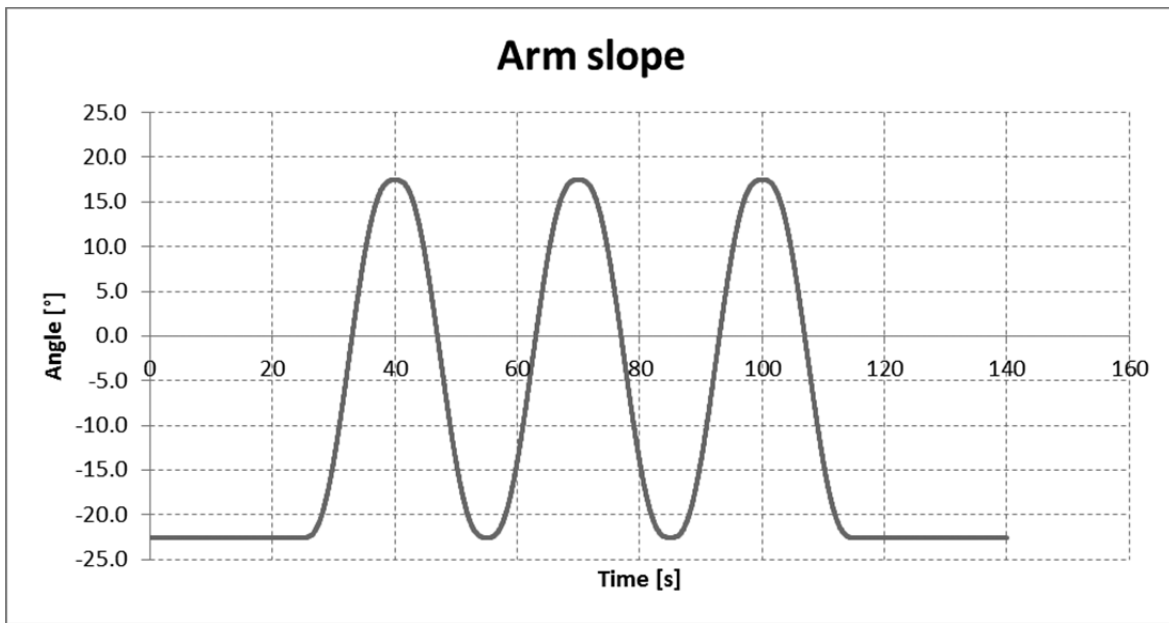


Figura 5.14: Andamento dell'inclinazione del braccio prevista dal ciclo simulato in Adams. [6]

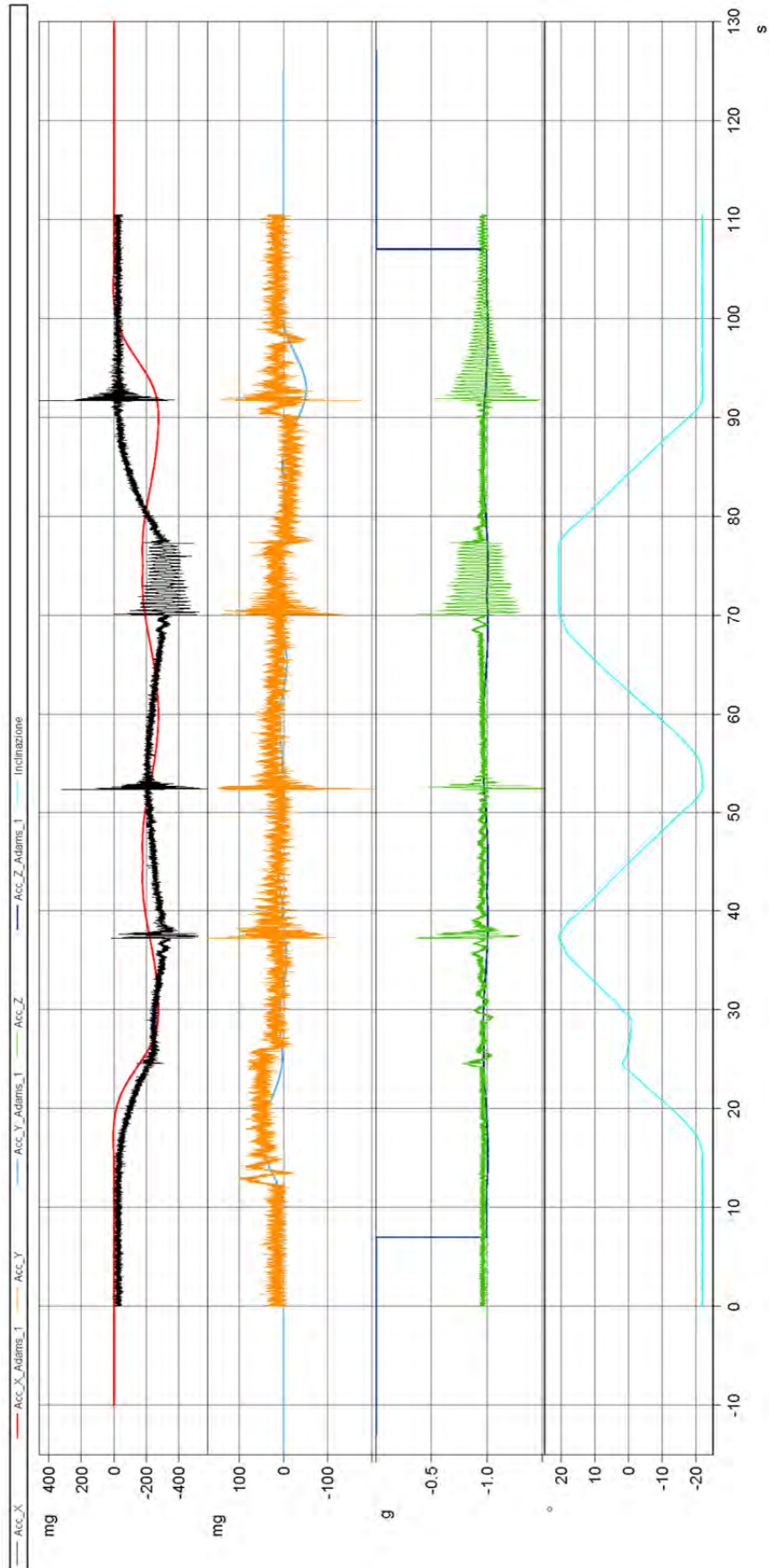


Figura 5.15: Comparazione tra valori di accelerazione sperimentali e previsti dal modello Adams.

Un'analisi a prima vista dei grafici potrebbe far ipotizzare che quanto rilevato sperimentalmente sia completamente difforme da quanto modellato numericamente. Un'analisi più attenta tuttavia permette di osservare che il modello numerico simula correttamente i fenomeni in gioco facendo però riferimento a leggi e fenomeni semplificati rispetto a quella che è poi la realtà: i fenomeni inerziali sono presenti e previsti anche dal modello numerico, tuttavia non si tiene conto in tale modello delle amplificazioni derivanti dalla combinazione degli effetti inerziali con l'elasticità dei materiali e la realtà costruttiva della macchina. Per questi motivi i risultati sperimentali presentano dei picchi molto più pronunciati e frastagliati in corrispondenza dei fenomeni vibratorii che si innescano nel momento in cui si avvia o si arresta il moto della giostra.

Il moto verticale del braccio è quello che risulta maggiormente influenzato da tali fenomeni; come si può notare nelle figure sopra riportate il raggiungimento di una specifica posizione e quindi l'arresto del moto per mantenere tale assetto porta con sé dei picchi nei segnali particolarmente elevati. Questo risultato è derivante dall'innescarsi di un moto vibratorio attorno alla posizione raggiunta che può essere osservato anche macroscopicamente semplicemente guardando la macchina in funzione. Il fenomeno appena descritto non è invece simulato dall'analisi multibody svolta in Adams poiché questa considera i corpi perfettamente rigidi; ecco perché i valori numerici sono compatibili con il segnale medio dei risultati sperimentali, ma non presentano l'andamento frastagliato di questi ultimi.

Questo tipo di osservazione si ripresenterà nel corso di tutta l'analisi dei risultati dal momento che anche le deformazioni vengono influenzate in maniera simile a quanto accade per le accelerazioni dai fenomeni vibratorii della macchina.

5.4 Terminale del pistone

Il terminale modificato del pistone è stato strumentato con due estensimetri collegati a quarto di ponte, grazie a questo tipo di collegamento si è potuto elaborare i segnali acquisiti al fine di estrarre sia il carico assiale che il momento flettente presenti nel pistone stesso. Infatti, la semisomma dei canali determina il contributo derivante dal carico assiale, mentre la semidifferenza permette di ricavare il contributo derivante dal momento flettente.

Per comprendere chiaramente le componenti di sollecitazione ed i nomi dei canali di misura a queste assegnate si faccia riferimento alla seguente figura:

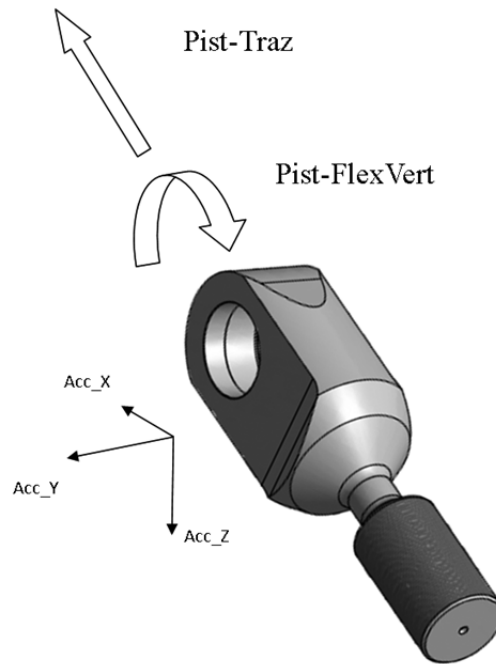


Figura 5.16: Rappresentazione schematica delle componenti di sollecitazione misurate nella zona del terminale del pistone. Le frecce indicano i versi positivi delle componenti stesse.

Si riporta innanzitutto il confronto tra i parametri di sollecitazione ottenuti sperimentalmente e quanto invece previsto dal modello numerico. Dalla figura 5.17 si può facilmente osservare che i parametri di sollecitazione estratti dal modello numerico ed utilizzati per il dimensionamento e la verifica dei componenti del terminale del pistone risultano corretti; tale affermazione deve essere letta alla luce di quanto già detto circa i fenomeni vibratorii della macchina. Il modello numerico fornisce valori che possono essere usati come riferimento, ma, come già visto per quanto riguarda le accelerazioni, non è in grado di cogliere completamente il comportamento reale della giostra. Durante la progettazione tali scostamenti devono tuttavia essere tenuti in considerazione al fine di non sottodimensionare i componenti, ciò viene fatto utilizzando degli opportuni coefficienti di amplificazione dinamica. Tali coefficienti tengono conto proprio dell'impossibilità di modellare il comportamento reale della struttura con il software di analisi multibody. In particolare in Zamperla, per questa tipologia di giostra, si utilizza un coefficiente di amplificazione dinamica pari a 1.56. In base a quanto riportato nelle figure seguenti si può osservare che tale coefficiente risulta in vantaggio di sicurezza, infatti:

Massima trazione prevista numericamente: -44.913 kN

Massime trazione sperimentale: -55.086 kN

Rapporto tra sperimentale e numerico: $\frac{55.086}{44.913} = 1.2265$

Per valutare correttamente se il coefficiente di amplificazione è sufficiente è opportuno fare riferimento ai valori massimi di sollecitazione individuati durante le prove (figura 5.18). Tali

valori sono stati ottenuti nel ciclo delle 15.31 durante il quale si è fatto oscillare il veicolo attorno alla posizione di altezza massima, in questo ciclo si sono registrati il massimo sia per il momento flettente che per il carico assiale, anche se in due istanti diversi. La condizione di sollecitazione nella posizione più elevata risulta quindi la più critica per il pistone, anche in questo caso tuttavia il coefficiente 1.56 risulta essere in vantaggio di sicurezza rispetto a quanto si realizza nella realtà.

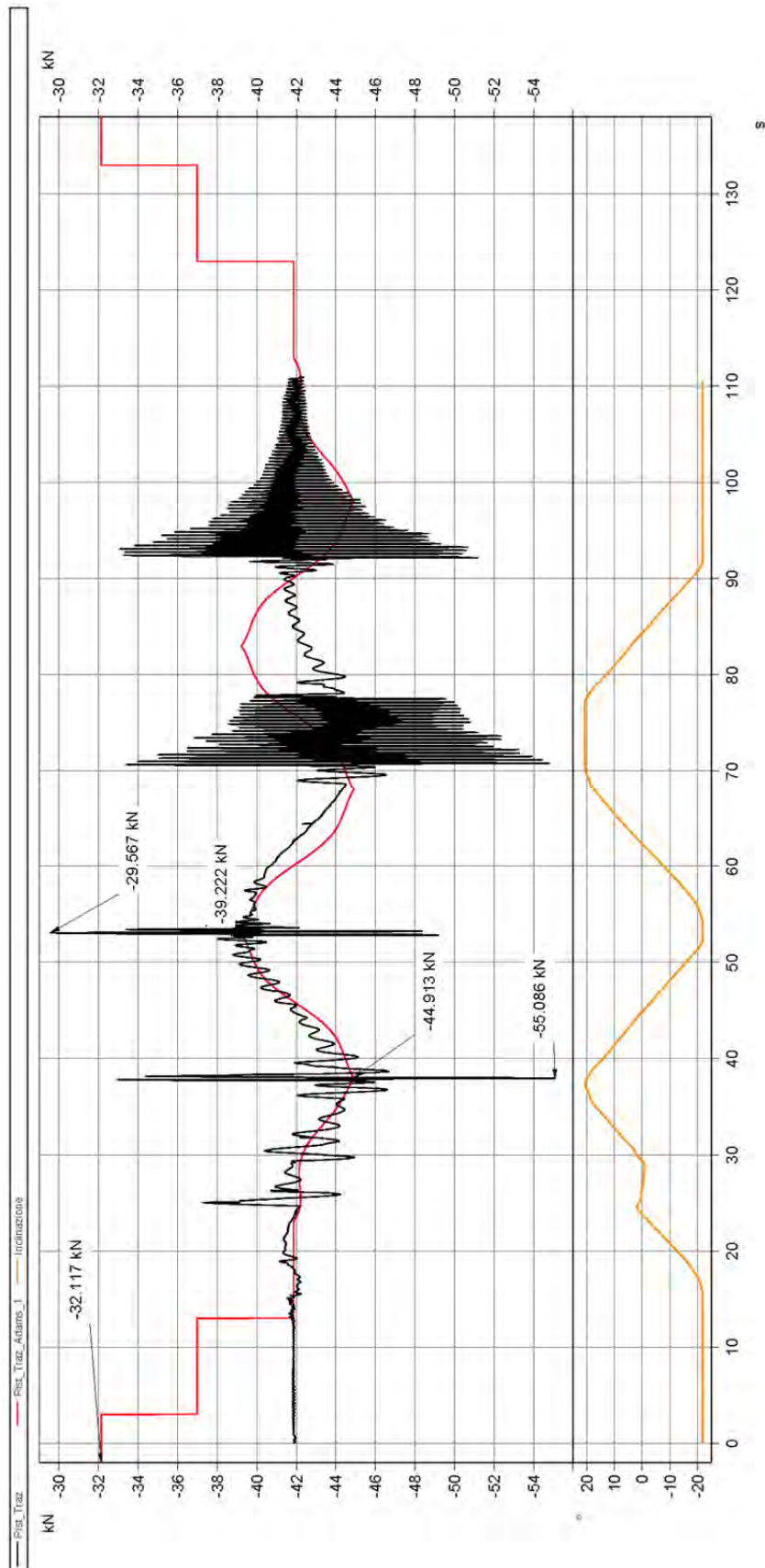


Figura 5.17: Comparazione dei parametri di sollecitazione: in nero la sollecitazione assiale nel pistone misurata durante il ciclo delle 15.29 (durante tale ciclo come si vede si è fatto muovere il veicolo periodicamente tra la posizione di altezza minima e quella di altezza massima), in rosso la sollecitazione assiale prevista dal modello Adams.

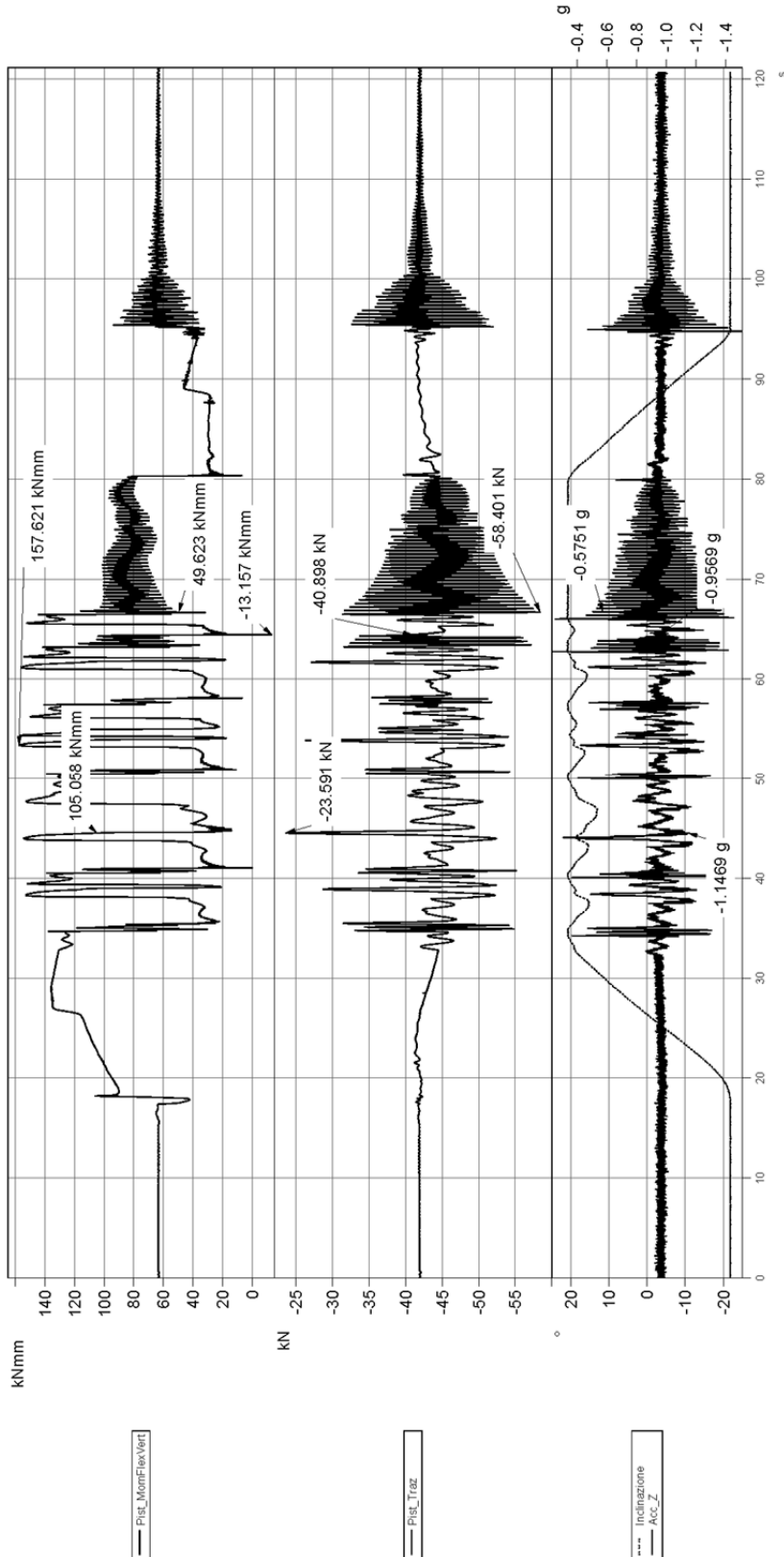


Figura 5.18: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il ciclo delle 15.31 (durante tale ciclo come si vede si è fatto oscillare il veicolo attorno alla posizione di altezza massima). Nella figura sono riportati il momento flettente ed il carico assiale agente sul pistone, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra.

La figura seguente descrive gli andamenti dei parametri di sollecitazione durante un ciclo standard della giostra, i valori ottenuti sono del tutto simili a quanto già visto nelle precedenti figure, si rileva solamente una differenza negli andamenti dovuta al fatto che il ciclo qui rappresentato è diverso rispetto a quelli precedentemente considerati.

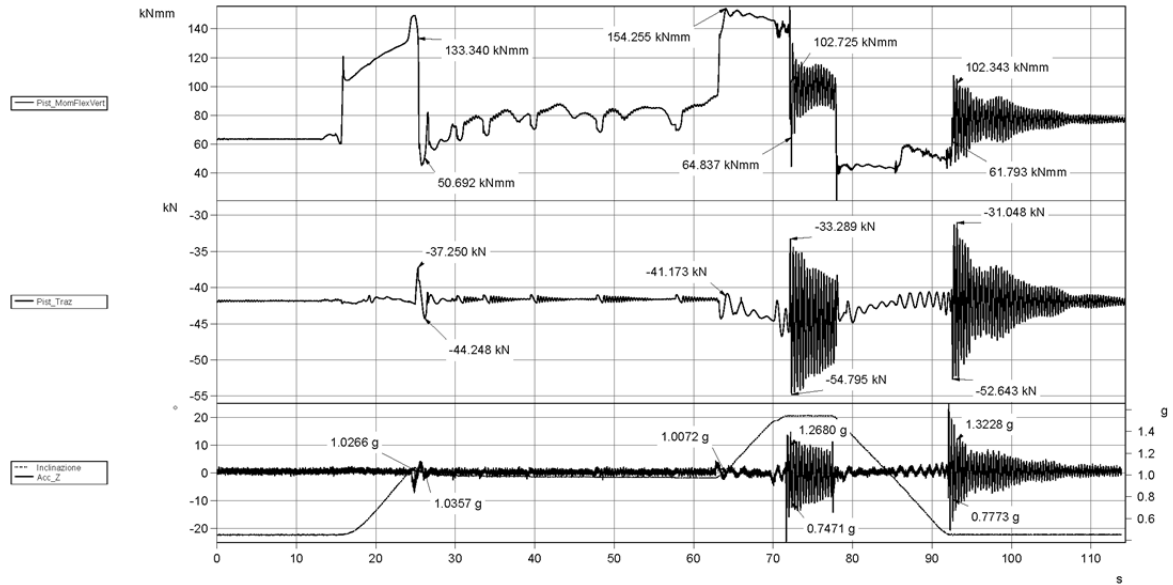


Figura 5.19: Andamento dei parametri di sollecitazione durante un ciclo standard. Nella figura sono riportati il momento flettente ed il carico assiale agente sul pistone, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra (si faccia attenzione che in questo ciclo l'accelerometro presentava un'orientazione diversa degli assi rispetto a quanto indicato in figura 5.16, in particolare, per quanto concerne la presente figura, si deve sottolineare che l'asse z era rivolto verso l'alto e non verso il basso come indicato).

Oltre ai parametri di sollecitazione si può risalire anche ai valori di tensione presenti nel componente, la figura 5.20 riporta i valori di tensione presenti nel terminale del pistone non modificato (ovvero non quello strumentato durante le prove, ma quello realmente in uso nella giostra).

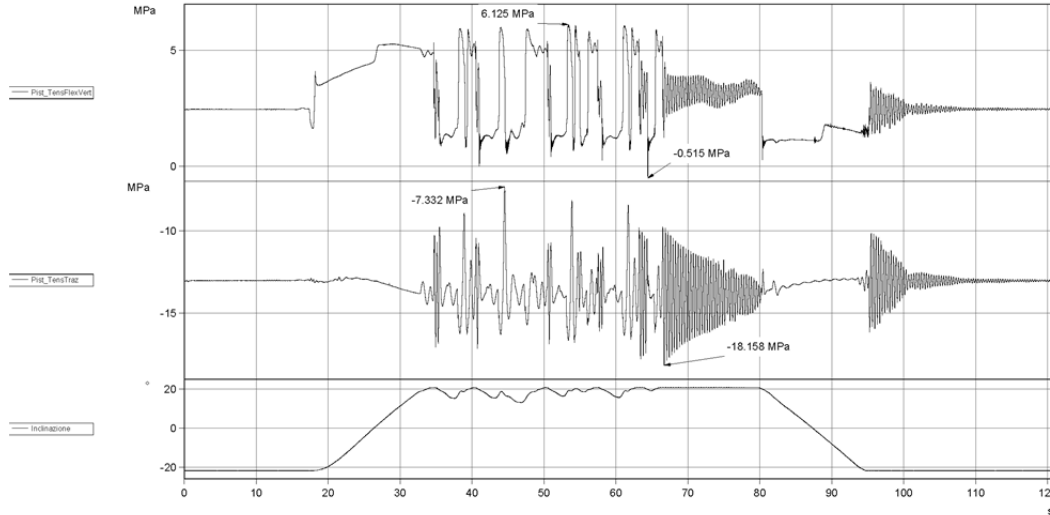


Figura 5.20: Rappresentazione delle tensioni che si presentano nel terminale del pistone. Queste tensioni sono state calcolate facendo riferimento al componente non modificato.

Osservando i valori di tensione sopra riportati si può facilmente capire perché si è scelto di modificare il componente prima di strumentarlo: anche qual ora si considerino i picchi di tensione i valori che si sarebbero ottenuti sarebbero stati molto bassi per essere misurati in maniera efficace con gli estensimetri.

In figura 5.20 sono riportati separatamente il contributo di tensione derivante dallo sforzo assiale e dal momento flettente, sebbene il componente si trovi tra due snodi sferici (e dovrebbe quindi comportarsi come un tirante) il momento flettente è parametro dimensionante del componente. L'osservazione dei valori di tensioni riportati permette di concludere infatti che qual ora si ritenesse trascurabile il momento flettente si starebbe dimenticando un'importante contributo di tensione (considerando i valori di picco si nota che il contributo del momento flettente è pari ad un terzo quello dello sforzo assiale).

Si riporta infine un grafico rappresentante il rapporto tra momento flettente e sforzo assiale, questo rapporto dovrebbe essere costante durante le fasi di moto di innalzamento del braccio secondo quanto previsto dalla formula SKF:

$$M_f = T \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \quad (5.11)$$

$$\frac{M_f}{T} = \mu \cdot \frac{D}{2} = 0.15 \cdot \frac{50}{2} = 3.75 \quad (5.12)$$

Bisogna sottolineare che le formule appena riportate originano dalla presenza di attrito all'interno dello snodo sferico posto alla sommità del pistone, tale attrito, e quindi il conseguente momento, dovrebbero essere presenti solo quando vi è moto relativo, ovvero durante le fasi di salita o discesa del braccio.

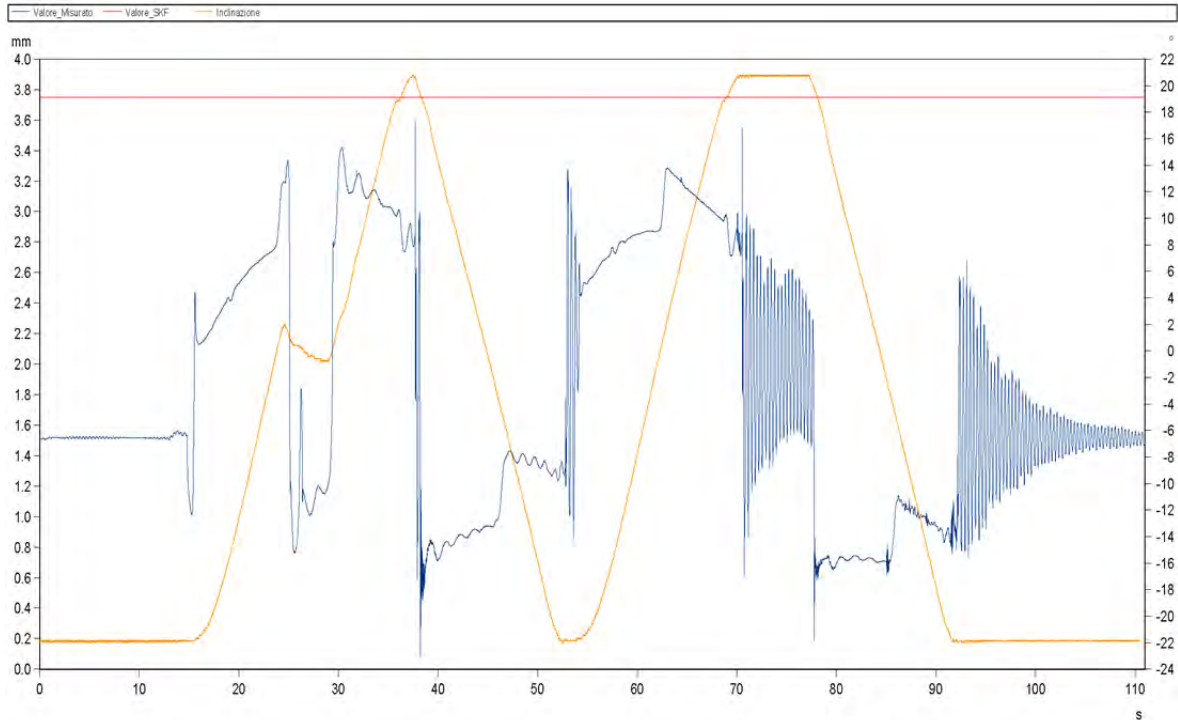


Figura 5.21: Nella figura sono riportati il rapporto tra momento flettente e sforzo assiale agenti nel pistone secondo quanto previsto dal modello SKF e secondo quanto misurato sperimentalmente.

Dalla figura 5.21 si possono notare diversi aspetti: innanzitutto si noti che il pistone è soggetto ad un certo quantitativo di momento flettente anche in assenza di movimento relativo tra le componenti dello snodo sferico, tale contributo può essere attribuito alla presenza di un precarico nel componente (originante in parte dal peso proprio ed in parte da un comportamento non perfetto delle cerniere di estremità) nella fase di macchina ferma. Più importante è il fatto che il rapporto non risulti costante durante le fasi di salita e discesa del braccio, sebbene il contributo (peraltro molto contenuto e non in grado di determinare queste variazioni) derivante dalla variazione angolare dei pesi propri non vari in maniera significativa. Questo significa che il momento d'attrito generato non risulta costante nelle diverse configurazioni come invece supposto dalla formula analitica. Si noti infine però che la formula proposta da SKF risulta comunque un utile strumento poiché consente di valutare, in vantaggio di sicurezza, ma senza sovrastimare eccessivamente, il momento flettente.

5.5 Veicolo

Come già fatto per il terminale del pistone si riportano di seguito i grafici relativi ai parametri di sollecitazione agenti nella sezione strumentata del veicolo. Si ricordi che in questa zona della giostra sono stati disposti estensimetri collegati a mezzo ponte per valutare i momenti flettenti verticale, orizzontale ed il momento torcente. Al fine di comprendere al meglio i parametri misurati, i loro effetti ed i nomi assegnati ai canali di misura utilizzati si faccia riferimento alla seguente figura:

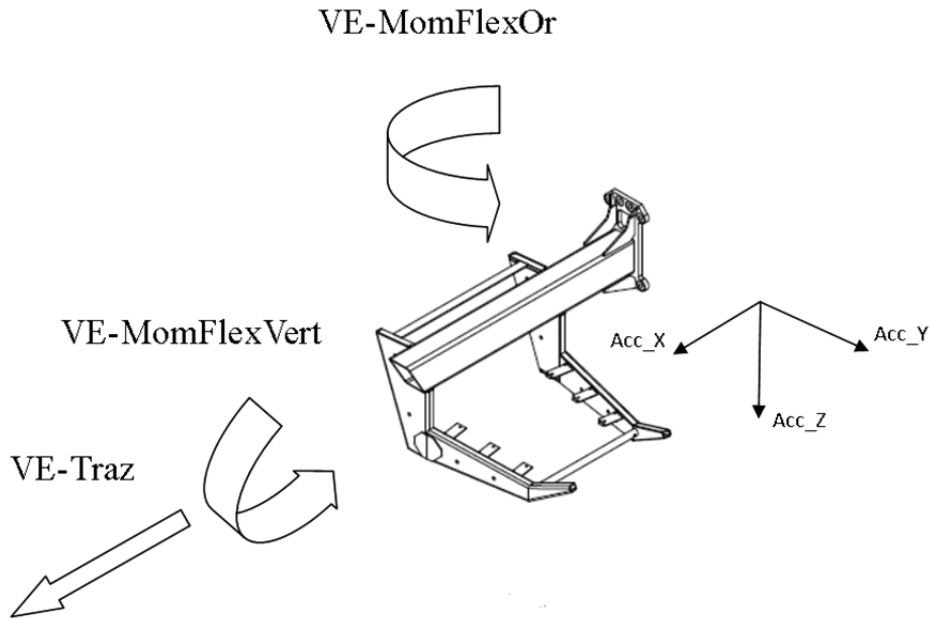


Figura 5.22: Rappresentazione schematica delle componenti di sollecitazione misurate nella zona del veicolo. Le frecce indicano i versi positivi delle componenti stesse.

Come già fatto per il terminale del pistone si riporta innanzitutto (figura 5.23) il confronto tra i valori misurati e quanto previsto dal modello numerico implementato in Adams[®].

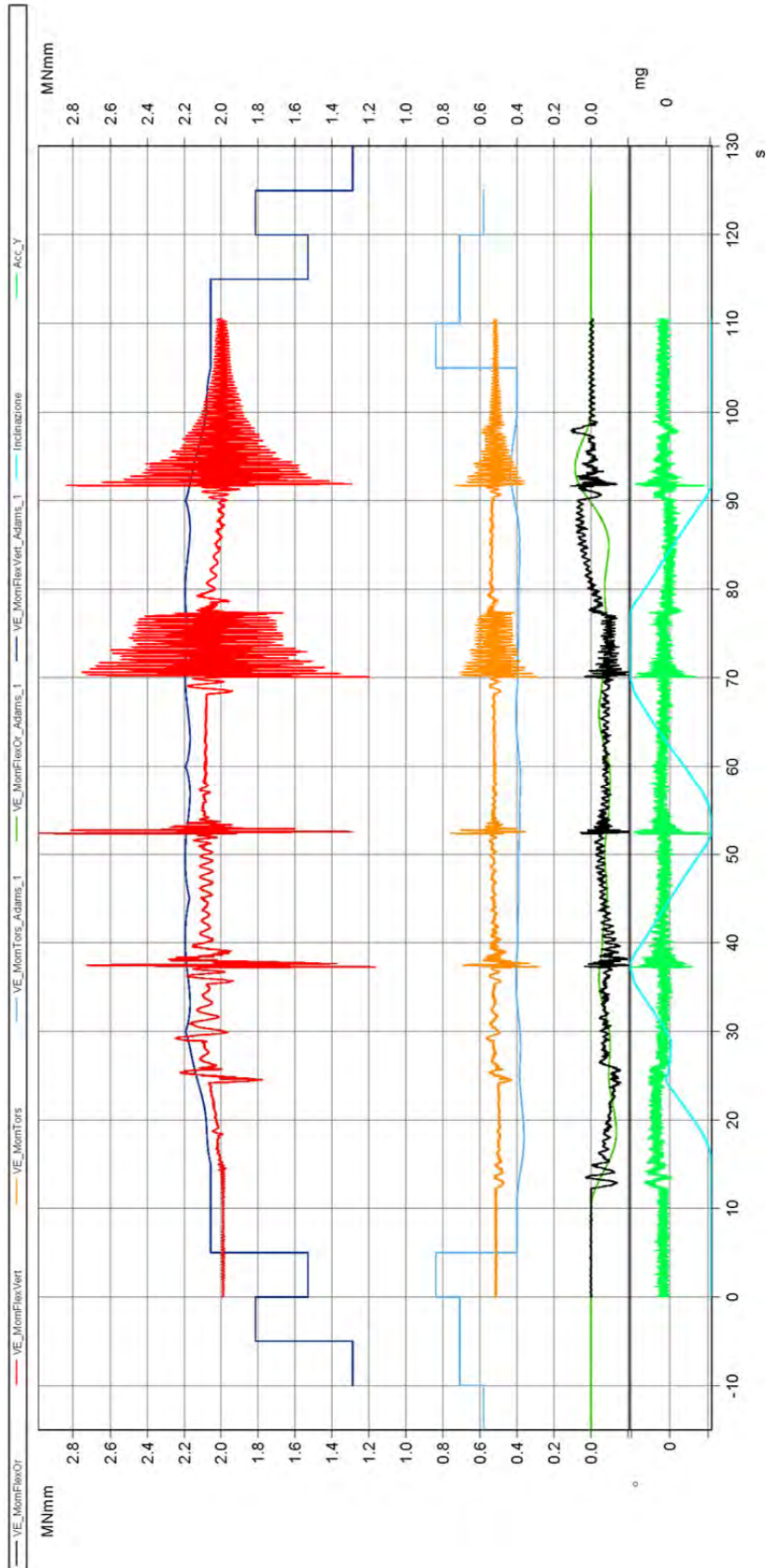


Figura 5.23: Comparazione dei parametri di sollecitazione: nella figura sono riportati i parametri di sollecitazione misurati sperimentalmente ed i parametri di sollecitazione previsti dal modello Adams. Il ciclo sperimentale a cui ci si riferisce è quello dello 15.29.

Anche in questo caso valgono le stesse considerazioni già svolte per il terminale del pistone, il modello numerico risulta essere un riferimento appropriato seppur non in grado di cogliere tutti gli aspetti del comportamento reale della giostra. In particolare si noti che il momento flettente numerico e sperimentale nel piano verticale presentano valori leggermente diversi, ma lo scarto risulta contenuto al di sotto del 5% (si faccia attenzione che questa differenza deve essere valutata lontano dagli effetti di dinamica già descritti in precedenza).

L'unica differenza che deve essere sottolineata può essere vista nei valori del momento torcente, i risultati ottenuti durante le prove sperimentali sono significativamente superiori a quanto previsto dal modello numerico. Tuttavia, poiché i valori del modello numerico coincidono con un semplice conto a mano che tiene conto del problema statico (masse applicate con una certa eccentricità rispetto all'asse del tubolare); si ritiene che la strumentazione (ovvero la rosetta estensimetrica) usata per questa misurazione, abbia subito un qualche danneggiamento durante le fasi di installazione sul componente oppure durante il montaggio del componente stesso. I risultati ottenuti a livello sperimentale non possono quindi essere ritenuti validi.

Si riportano di seguito i risultati ottenuti durante altri cicli effettuati; si noti in particolare (figura 5.24) che il massimo valore per il momento flettente nel piano verticale è stato ottenuto in corrispondenza della massima accelerazione verticale a sottolineare (cosa ben visibile dai grafici fin ora riportati) la connessione esistente tra questi due parametri.

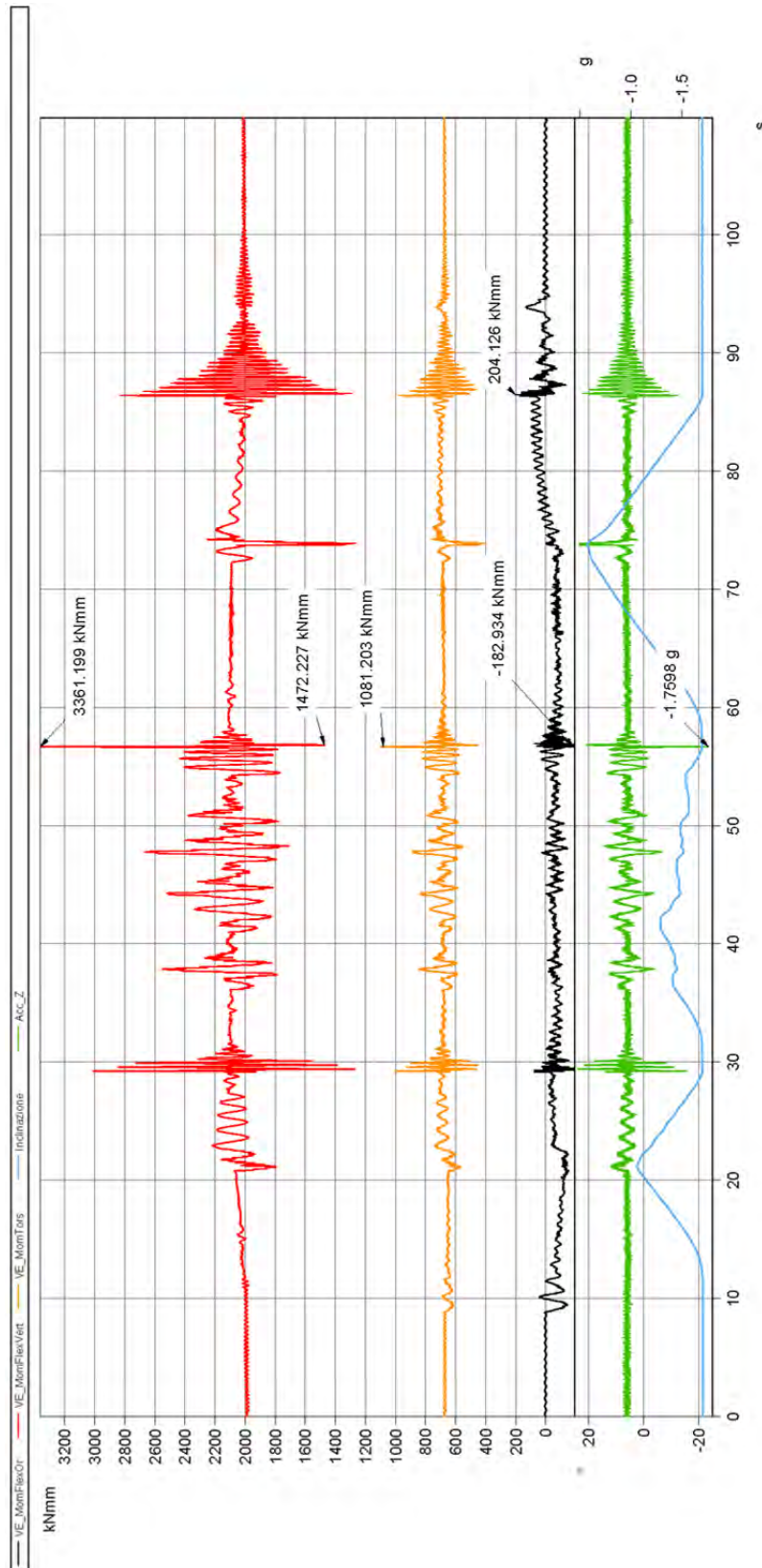


Figura 5.24: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il ciclo delle 15.42 (durante tale ciclo come si vede si è fatto muovere il veicolo nell'intorno della posizione ad altezza inferiore). Nella figura sono riportati il momento flettente verticale, il momento flettente orizzontale ed il momento torcente agenti sul veicolo, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra.

Infine si riportano i risultati di un ciclo standard e di un ciclo in cui si è eseguita una fermata di emergenza, come già si era detto parlando delle accelerazioni quest'ultimo evento non risulta particolarmente gravoso per la giostra: i valori di momento flettente nel piano orizzontale associati a questo evento risultano anzi inferiori a quanto registrato in altre fasi di funzionamento della giostra.

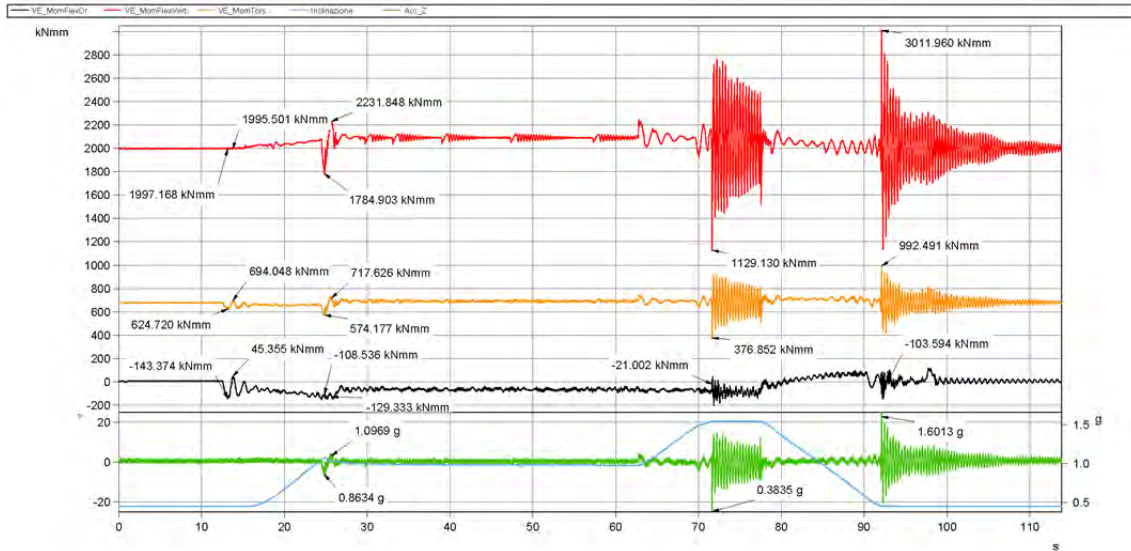


Figura 5.25: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il ciclo standard delle 14.44. Nella figura sono riportati il momento flettente verticale, il momento flettente orizzontale ed il momento torcente agenti sul veicolo, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra (si faccia attenzione che in questo ciclo l'accelerometro presentava un'orientazione diversa degli assi rispetto a quanto indicato in figura 5.22, in particolare, per quanto concerne la presente figura, si deve sottolineare che l'asse z era rivolto verso l'alto e non verso il basso come indicato).

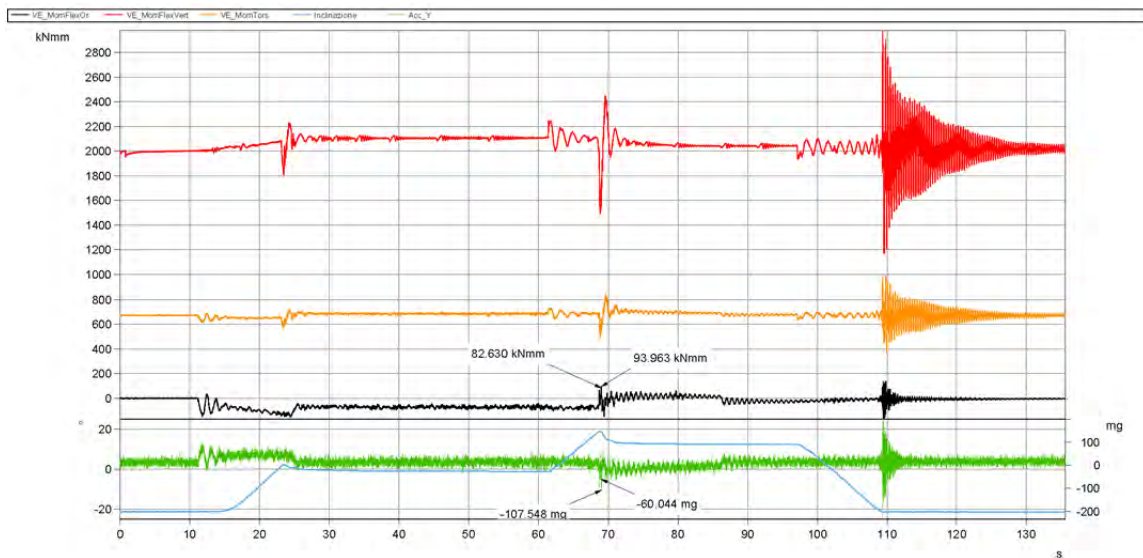


Figura 5.26: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il ciclo delle 15.54 (durante tale ciclo è stata eseguita una fermata di emergenza). Nella figura sono riportati il momento flettente verticale, il momento flettente orizzontale ed il momento torcente agenti sul veicolo, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra.

5.6 Braccio principale della giostra

Come già fatto per la zona del veicolo e del pistone si riportano di seguito i diagrammi dei parametri di sollecitazione rilevati durante le prove sulla macchina. Si ricordi che nella zona del braccio è stata posizionata una coppia di estensimetri collegati a quarto di ponte con cui è possibile risalire allo sforzo assiale ed al momento flettente in maniera analoga a quanto già fatto per il pistone; una coppia di estensimetri collegati a mezzo ponte con cui è possibile ricavare il momento flettente agente nel piano orizzontale ed infine un estensimetro disposto in prossimità del dettaglio saldato per valutare le tensioni dovute alla presenza di tale irrigidimento. Per meglio comprendere i parametri misurati e le nomenclature utilizzate per i canali si può riferimento alla seguente figura:

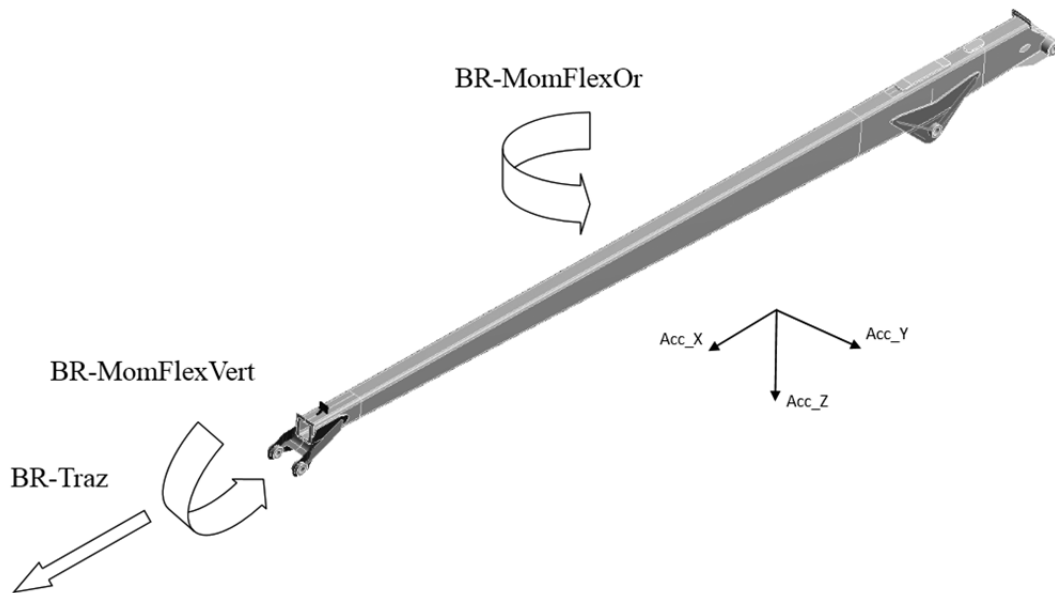


Figura 5.27: Rappresentazione schematica delle componenti di sollecitazione misurate nella zona del braccio. Le frecce indicano i versi positivi delle componenti stesse.

Si parte anche in questo caso dal confronto tra quanto ottenuto sperimentalmente e quanto previsto dal ciclo simulato al computer.

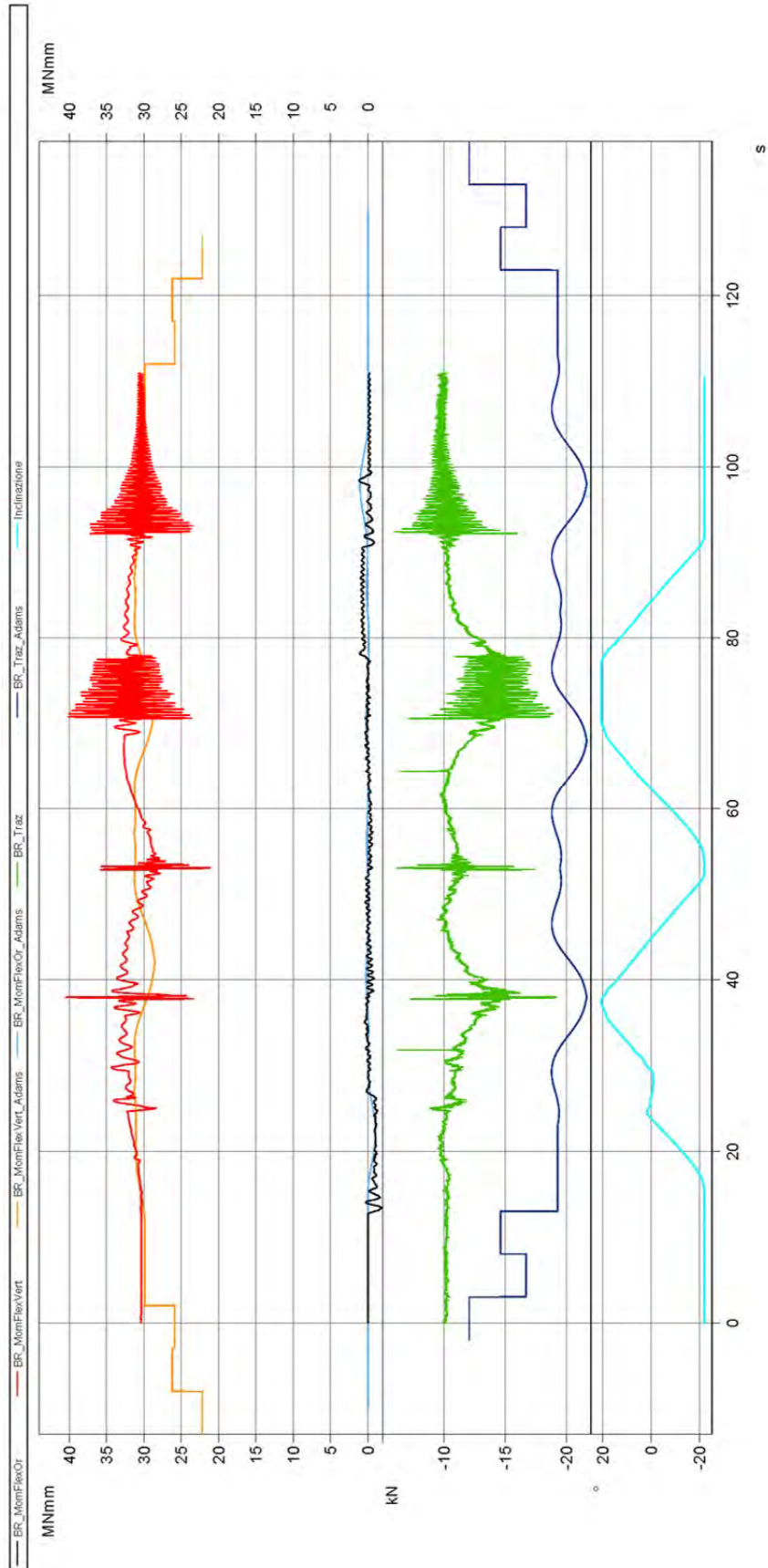


Figura 5.28: Comparazione dei parametri di sollecitazione: nella figura sono riportati i parametri di sollecitazione misurati sperimentalmente ed i parametri di sollecitazione previsti dal modello Adams. Il ciclo sperimentale a cui ci si riferisce è quello dello 15.29.

Per risalire ai momenti flettenti previsti dal modello numerico si sono eseguiti i seguenti conti.

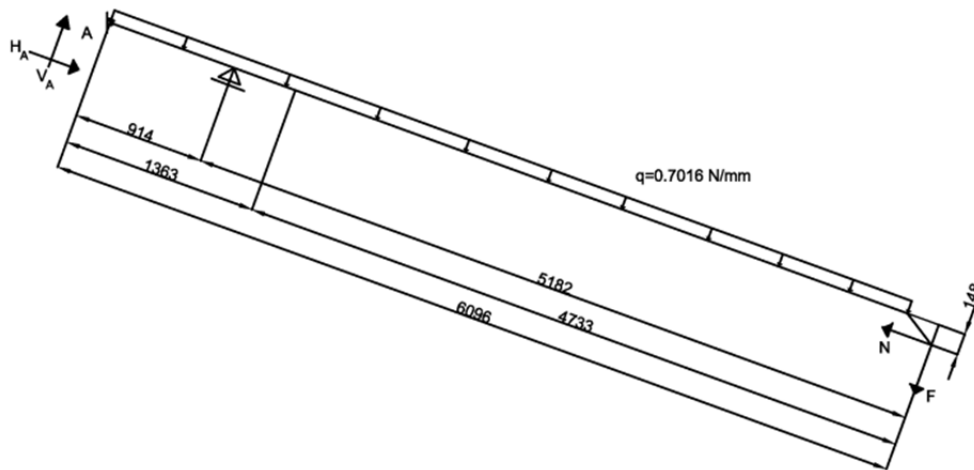


Figura 5.29: Schema della struttura del solo braccio principale della giostra.

Considerando che il software Adams[®] fornisce (nella condizione in cui la giostra è ancora ferma nella posizione iniziale con il braccio abbassato) un valore della forza F pari a 4050 N e della forza N pari a 19291.72 N ed ipotizzando inoltre per semplicità che il peso proprio della trave sia schematizzabile come un carico uniforme distribuito ($q = \rho A g \cos(20) = 7.87 \cdot 10^{-6} \cdot 9670 \cdot 9.81 \cdot \cos(20) = 0.7016 \text{ N/mm}$); il momento flettente nella sezione di misura risulta:

$$\begin{aligned}
 M_f &= F \cdot 4733 + \frac{ql^2}{2} + N \cdot 148 = \\
 &= 4050 \cdot 4733 + \frac{0.7016 \cdot 4733^2}{2} + 19291.72 \cdot 148 = \\
 &= 29882196.74 \text{ Nmm}
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

La stessa formula di trasformazione può essere usata, conoscendo il valore tempo variante delle forze F ed N, per ottenere il momento flettente nella sezione di misura durante tutto il ciclo simulato numericamente. Per quanto riguarda il momento flettente nel piano orizzontale è stato sufficiente moltiplicare la forza ortogonale al piano contenente l'asse della trave per la distanza di 4733 mm.

Una verifica manuale sull'intera struttura consente di avere un valore di riferimento sull'attendibilità dei risultati numerici e del modello utilizzato, considerando la trave principale inclinata di 20° si può scrivere:

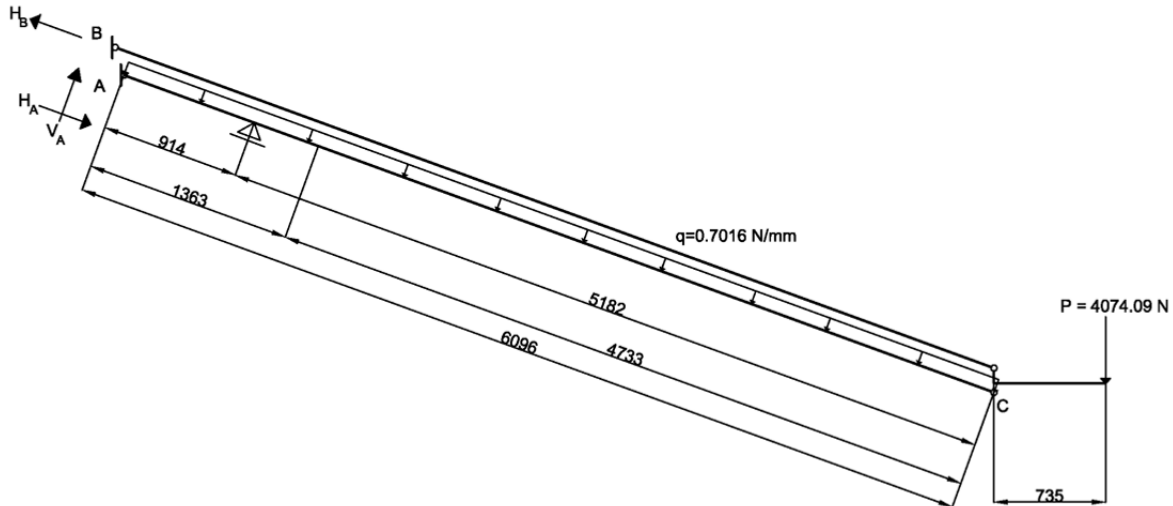


Figura 5.30: Schema della struttura del singolo braccio (braccio principale e tirante) della giostra.

$$\text{Risultante carico distribuito} = 0.7016 \cdot 6096 = 4276.95 \text{ N}$$

Equilibrio alla rotazione dell'asta AC rispetto a C:

$$-V_A \cdot 6096 + V_P \cdot 5182 + 4276.95 \cdot 3048 = 0 \quad (5.14)$$

Equilibrio globale alla traslazione nella direzione ortogonale all'asse della trave:

$$V_A - V_P - P \cos(20) - 4276.95 = 0 \quad (5.15)$$

Estraendo V_A dalla seconda ed inserendolo nella prima:

$$V_P = \frac{1}{(6096 - 5182)} (-6096 \cdot 4074.09 \cos(20) - 6096 \cdot 4276.95 + 4276.95 \cdot 3048) = -39796.52 \text{ N} \quad (5.16)$$

$$V_A = -39796.52 + 4074.09 \cos(20) + 4276.95 = -31691.18 \text{ N} \quad (5.17)$$

Il momento flettente nella sezione di misura risulterebbe:

$$\begin{aligned} M_f &= -V_A \cdot 1363 + V_P \cdot 449 + 0.7016 \cdot \frac{1363^2}{2} = \\ &= 31691.18 \cdot 1363 - 39796.52 \cdot 449 + 0.7016 \cdot \frac{1363^2}{2} = \\ &= 25978146.23 \text{ N mm} \end{aligned} \quad (5.18)$$

Mentre il taglio in corrispondenza della cerniera in C risulta:

$$V_C = V_A - V_P - 4276.95 = -31691.18 + 39796.52 - 4276.95 = 3828.39 \text{ N} \quad (5.19)$$

Si osservi che il valore trovato risulta differente rispetto a quanto imposto come carico di taglio dal modello Adams[®], tuttavia la differenza tra i valori (4050 N e 3828.39 N) è del 5% ed è quindi compatibile con l'estrema semplicità del modello analitico implementato. Lo

stesso scarto si presenta inoltre anche nel terminale del pistone: il modello analitico calcola un valore pari a 39796.52 N mentre i risultati sperimentali un valore di 41900 N (coincidenti con i risultati del modello Adams[®]). La presenza di uno scarto così ridotto consente inoltre di asserire che il modello analitico, seppur estremamente semplice, permette di ottenere valori accettabili.

Di seguito si trovano invece riportati i cicli in cui si sono verificati i valori massimi dei parametri di sollecitazione: per quanto riguarda il momento flettente verticale e la sollecitazione assiale la condizione più critica si è realizzata quando si è fatto oscillare il braccio attorno alla posizione di altezza massima (analogamente a quanto accade anche per la zona del pistone) (figura 5.31); mentre il massimo momento flettente orizzontale si è verificato in corrispondenza di una partenza durante un ciclo standard (figura 5.32). Quest'ultimo risultato sottolinea ancora una volta come la fermata di emergenza non costituisca in realtà un evento critico per la macchina.

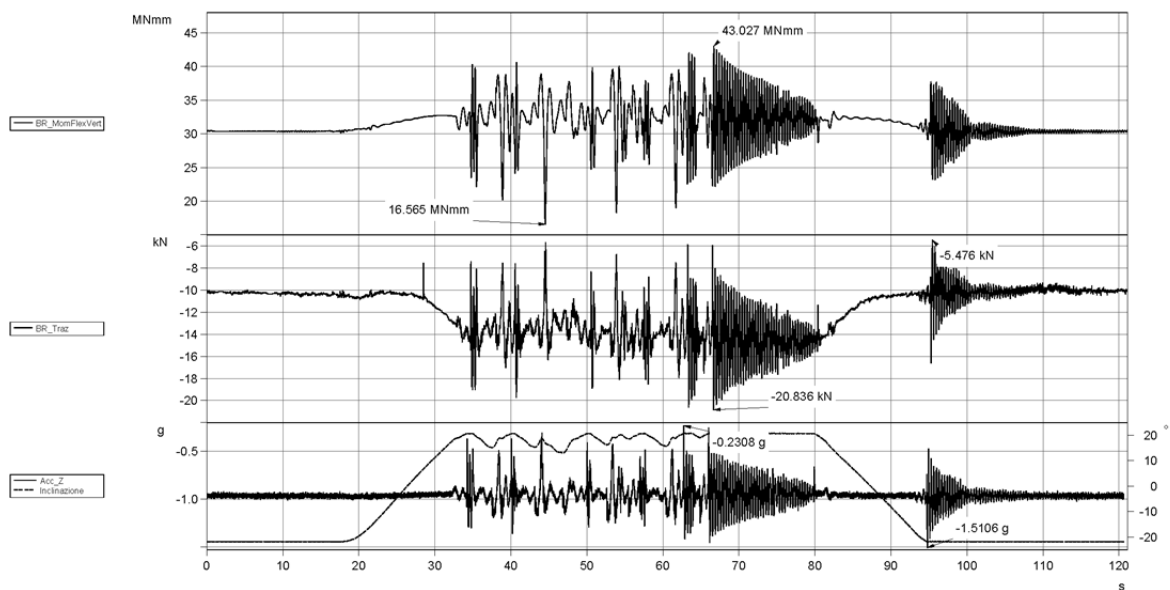


Figura 5.31: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il ciclo delle 15.31 (durante tale ciclo si è fatto oscillare il braccio attorno alla posizione di altezza massima). Nella figura sono riportati il momento flettente verticale e lo sforzo assiale agenti sul braccio, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra.

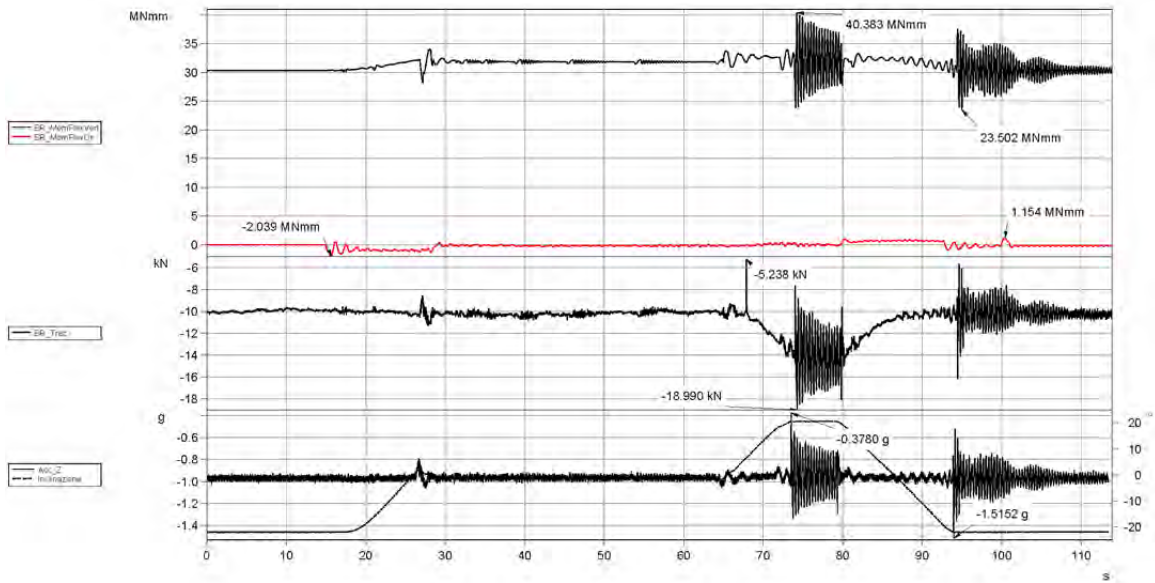


Figura 5.32: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il ciclo standard delle 15.07. Nella figura sono riportati il momento flettente verticale, il momento flettente orizzontale e lo sforzo assiale agenti sul braccio, inoltre sono stati riportati il valore dell'inclinazione del braccio e dell'accelerazione verticale per avere un riferimento sul posizionamento cinematico e dinamico della giostra.

Si riporta inoltre l'andamento delle tensioni dovute ai parametri di sollecitazione precedentemente descritti. Si considera, nel grafico riportato, il ciclo durante il quale si sono registrati i picchi di tensione (i più elevati tra tutti i cicli) dovuti alla flessione verticale ed alla trazione. Come già evidenziato in precedenza si può osservare anche in questo caso che i valori di tensione risultano contenuti e di gran lunga inferiori al limite di snervamento del materiale (370 MPa).

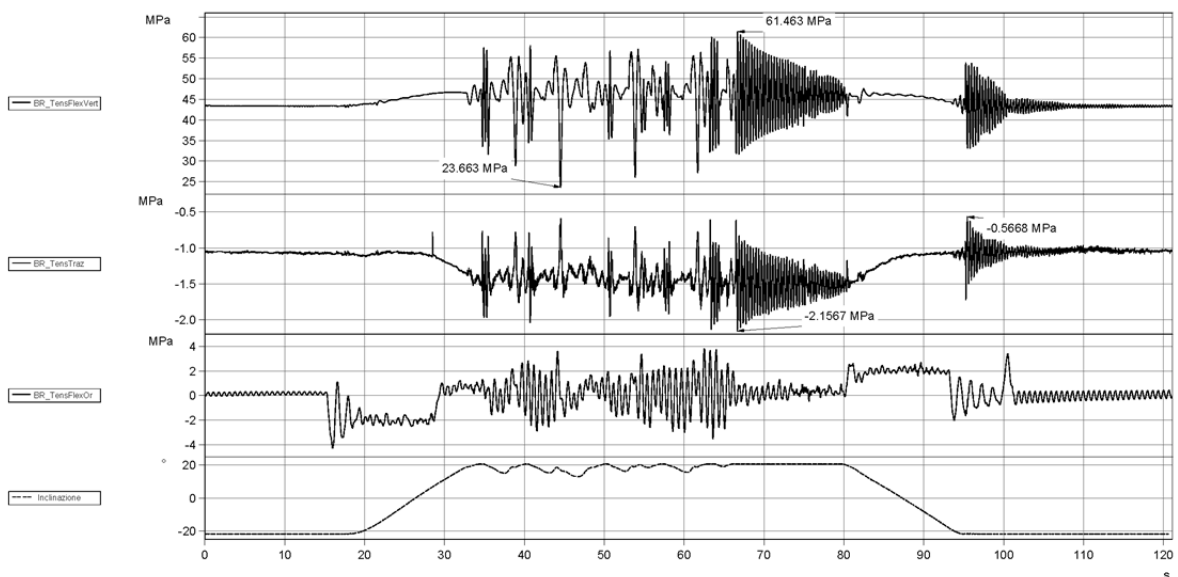


Figura 5.33: Andamento delle tensioni nella sezione di misura del braccio. Il grafico si riferisce al ciclo delle 15.31 durante il quale si sono registrati il valore massimo di tensione per la flessione e la trazione.

Oltre agli estensimetri utilizzati per ricavare i parametri di sollecitazione si è utilizzato anche un estensimetro per misurare le tensioni a base del dettaglio saldato, l'andamento di tale tensione è rappresentato in figura 5.34. Il ciclo riportato è quello delle 15.31 durante il quale si è fatto oscillare il veicolo attorno alla posizione di altezza massima; il picco di tensione si verifica, come ci si aspetta, quando si verifica anche il massimo delle flessione nel piano verticale.

Poiché il ciclo considerato è lo stesso rappresentato in figura 5.33 si possono confrontare tra loro i valori ottenuti: se si fa riferimento ai picchi (61.463 e 101.763 MPa) si nota che l'incremento di tensione tra le due posizioni è pari al 65.57%; sebbene la sezione di misura non sia la stessa (l'estensimetro a base cordone si trova circa 200 mm più spostato verso il centro giostra) la differenza di posizione non giustifica un incremento di tensione così elevato. La presenza del fazzoletto di irrigidimento e della conseguente saldatura sono quindi le vere fonti di intensificazione delle tensioni.

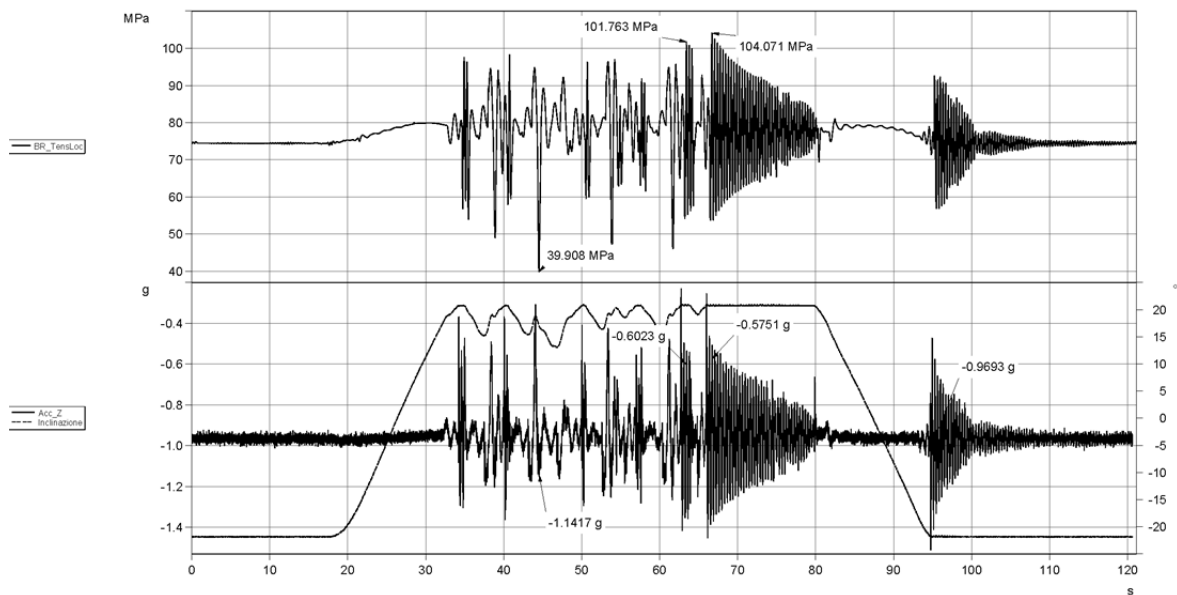


Figura 5.34: Andamento delle tensioni in prossimità del dettaglio saldato. Il grafico si riferisce al ciclo delle 15.31 durante il quale si è registrato il valore massimo di tensione.

5.7 Conclusioni

A conclusione del presente capitolo si vuole riassumere quanto trovato nel confronto tra i parametri di sollecitazione previsti dal modello numerico e quelli invece misurati sperimentalmente. Per farlo si farà riferimento alla seguente tabella che riporta in maniera compatta, ma esaustiva i vari valori ottenuti:

		Ciclo con oscillazioni tra la posizione di altezza minima e quella di altezza massima					
		Condizione statica			Condizione di picco		
Zona	Parametro	Valore numerico	Valore misurato	Scarto	Valore numerico	Valore misurato	Scarto
Pistone	Sforzo assiale [N]	-41853.22	-41857.6	0.01%	-44913.07	-55085.88	22.65%
Veicolo	Mom. flett. verticale [Nmm]	2055661	1988830	3.25%	2193791	2986968	36.16%
	Mom. flett. orizz. [Nmm]	0	0	0.00%	-136786	-208175	52.19%
	Mom. torc. [Nmm]	399852	514288	28.62%	838426	987190.94	17.74%
Braccio	Mom. flett. verticale [Nmm]	29882196	30347809	1.56%	31316400	40473478	29.24%
	Mom. flett. orizz. [Nmm]	0	0	0.00%	-1055660	-1820298	72.43%
	Sforzo ass. [N]	-19291.72	-10165.4	47.31%	-21679.78	-20062.01	7.46%

Tabella 5.1: Confronto tra risultati numerici e sperimentali. La tabella riporta il confronto nella condizione statica (ovvero con macchina caricata, ma ferma) e nella condizione di valore massimo durante il ciclo standard di sollecitazione (si ricordi che per confrontare i due modelli tra loro si deve fare riferimento al ciclo delle 15.29).

La tabella 5.1 riassume il confronto tra risultati numerici e quelli sperimentali in due condizioni. La prima situazione considerata è quella statica in cui la macchina è ferma ed i passeggeri sono a bordo. La seconda condizione invece è quella di massima sollecitazione registrata durante un ciclo standard. Si noti che per i risultati sperimentali questa non è la condizione di massima sollecitazione assoluta, poiché il picco può essersi presentato in un ciclo non standard. La tabella 5.2 riporta il valore dei massimi assoluti sperimentali.

Come si può facilmente osservare, per la maggior parte dei valori statici si ha compatibilità tra i risultati numerici e quelli sperimentali, si noti inoltre che quasi in tutti i casi il coefficiente di

amplificazione pari ad 1.56 risulta sufficiente a tener conto della presenza di effetti dinamici. Le uniche eccezioni a quanto detto sono il momento torcente, lo sforzo assiale nel braccio ed il momento flettente orizzontale nel braccio. Va tuttavia osservato che quelli che potrebbero sembrare scarti enormi dal punto di vista delle sollecitazioni sono in realtà scarti molto piccoli dal punto di vista delle deformazioni: per lo sforzo assiale non si misurano più di 10 $\mu\text{m/m}$ di deformazione nel momento di massima sollecitazione, mentre per il momento flettente orizzontale i valori massimi sono attorno ai 20 $\mu\text{m/m}$. Risulta quindi evidente che con valori di deformazione così piccoli anche il minimo errore di misura, o la minima sollecitazione dinamica può portare ad un risultato che sembra percentualmente incompatibile con il modello numerico, ma che deriva in verità da una variazione difficilmente apprezzabile di deformazione.

Si riportano infine i valori massimi registrati durante i diversi cicli effettuati nel corso delle prove sperimentali:

Zona	Parametro	Picco Assoluto Valore sperimentale
Pistone	Sforzo assiale [N]	-58415
Veicolo	Mom. flettente verticale [Nmm]	3361199
	Mom. flettente orizzontale [Nmm]	-247867
	Mom. torcente [Nmm]	-1099831
Braccio	Mom. flettente verticale [Nmm]	43027434
	Mom. flettente orizzontale [Nmm]	-2039047
	Sforzo assiale [N]	-20836

Tabella 5.2: Massimi assoluti dei parametri di sollecitazione registrati durante le prove effettuate.

Come già detto in precedenza tali valori sono stati ottenuti andando a sollecitare particolarmente la giostra imponendo al veicolo di oscillare attorno ad una certa posizione. Per poter confrontare questi valori con i risultati numerici sarebbe necessario replicare in Adams[®] esattamente lo stesso ciclo effettuato durante le prove; tuttavia il semplice confronto con il ciclo già disponibile permette di osservare che il coefficiente di amplificazione pari ad 1.56 risulta essere ancora valido (tranne nei casi già analizzati che presentano deformazioni molto piccole).

In conclusione, il modello numerico implementato, se coadiuvato da un opportuno coefficiente di amplificazione per gli effetti dinamici, risulta essere un ottimo strumento per individuare i parametri di sollecitazione su cui basare la progettazione.

CAPITOLO 6

Jet Packs

La seconda giostra che verrà trattata è denominata commercialmente “Jet Packs”, una foto di riferimento può essere vista in figura 6.1. Si noti che l’assemblaggio non è stato completato del tutto poiché per svolgere i primi test sulla macchina non è necessario che siano presenti tutti gli elementi di decoro. Questi ultimi verranno installati durante l’assemblaggio definitivo della macchina presso il parco di divertimenti.

Anche Jet Packs, così come Dumbo, è stata realizzata da Zamperla su commissione di Disney® per essere installata nello stesso parco di divertimenti di Shanghai in cui sarà montata anche Dumbo.



Figura 6.1: Foto della giostra Jet Packs installata presso Zamperla® per il collaudo. Per un confronto sulle dimensioni si faccia riferimento al tecnico Disney che sta controllando la giostra.



Figura 6.2: Vista dall'alto della giostra Jet Packs durante il funzionamento.

La macchina è, a prima vista, molto simile a quella analizzata fino ad ora nei precedenti capitoli, tuttavia come verrà descritto nel dettaglio in seguito, tra le due macchine sono presenti importanti differenze a livello cinematico e dinamico che rendono questa seconda giostra più complessa della prima.

Anche in questo caso la giostra ruota attorno ad un asse centrale avendo la possibilità di modificare l'inclinazione delle braccia alla cui estremità sono agganciati i veicoli che ospiteranno i passeggeri. Oltre a questi movimenti (comuni anche al Dumbo) in questa seconda giostra i sedili possono modificare la propria inclinazione. Attraverso degli attuatori pneumatici i sedili possono ruotare attorno al tubolare (di sezione circolare cava) modificando in questo modo l'inclinazione dei passeggeri. Infine, tutta la struttura di sostegno delle braccia può essere sollevata in direzione verticale.

La rotazione centrale, e quindi il movimento della struttura di sostegno, è comandata in maniera analoga a quanto già fatto per il Dumbo, l'unica differenza è nel numero di motori, che risulta in questo caso pari ad otto. L'inclinazione delle braccia viene modificata anche in questo caso attraverso l'utilizzo di attuatori pneumatici che agiscono, analogamente al Dumbo, su un lato di un quadrilatero articolato. Infine, sia l'inclinazione dei sedili che il sollevamento del centro giostra è realizzato tramite attuatori pneumatici.

Il ciclo standard di funzionamento è simile a quello realizzato nel Dumbo: ad inizio ciclo la giostra è ferma con il centro giostra e le braccia all'altezza minima per consentire ai passeggeri di salire a bordo. Il primo movimento che si realizza è il sollevamento del centro giostra, subito dopo si avvia la rotazione e le braccia iniziano a sollevarsi. L'inclinazione del veicolo è funzione lineare dell'inclinazione del braccio quindi anche questo movimento inizia nel momento in cui le braccia si sollevano. Nella parte centrale del ciclo le braccia variano continuamente la loro posizione mentre il centro giostra si trova all'altezza massima e ruota alla velocità nominale. Infine, nella fase di arresto, la macchina rallenta e sia le braccia che il centro giostra tornano alla posizione di altezza minima.

Anche nel caso di Jet Packs la progettazione si basa inizialmente su un ciclo simulato in Adams[®] e prosegue con il dimensionamento dei componenti e la loro verifica in Ansys[®]. Il procedimento è quindi analogo a quanto già visto per Dumbo ed anche il lavoro svolto per la presente tesi è stato effettuato in maniera simile. Nei prossimi capitoli verrà descritto tutto il lavoro realizzato per poter misurare i parametri di sollecitazione presenti in Jet Packs al fine di validare in modelli numerici implementati da Zamperla. In base a quanto già detto circa le similitudini tra le due macchine si può intuire che nei prossimi capitoli vi saranno molti parallelismi con quanto esposto precedentemente.

CAPITOLO 7

Strumentazione della giostra Jet Packs

Anche per la giostra Jet Packs, così come già per Dumbo, l'obiettivo è rilevare i parametri di sollecitazione presenti nei componenti principali della macchina. Tali misurazioni sono state in seguito confrontate con i valori previsti dai modelli numerici realizzati da Zamperla al fine di validare questi ultimi. Per realizzare le misurazioni sono stati utilizzati gli stessi tipi di strumenti già descritti al capitolo 3:

- Estensimetri
- Accelerometro a 3 assi
- Potenzimetro rotativo ad effetto di Hall
- Centraline IMC Cronos-PL2 e IMC Cansas

7.1 Scelta delle posizioni da estensimetrare

Il posizionamento degli estensimetri, come già riferito in precedenza, è una scelta fondamentale per l'individuazione dei parametri di sollecitazione. Il tipo di estensimetro, il suo posizionamento, ed il suo collegamento all'interno del circuito a ponte di Wheatstone determinano univocamente quale sarà la deformazione misurata e dunque il parametro di sollecitazione che si potrà calcolare. Per questa seconda giostra sono stati utilizzati tre tipi di estensimetri:

- Estensimetri KYOWA[®] a griglia singola (KFG-3-120-C1-11L3M3R): sono estensimetri precablati con 3 metri di cavo ed aventi una singola griglia estensimetrica lunga 3 mm. Il gauge factor di questo tipo di estensimetri è pari a $2.08 \pm 1\%$, mentre la resistenza è pari a 119.6Ω . Informazioni più dettagliate possono essere viste nella figura 7.1.
- Estensimetri KYOWA[®] a griglia singola (KFG-3-120-C1-11L10M3R): sono estensimetri simili a quelli appena descritti. Le differenze più significative sono: il valore del gauge factor, pari in questo caso a $2.06 \pm 1\%$, e la lunghezza del cavo, pari a 10 m per questi estensimetri. Informazioni più dettagliate possono essere viste nella figura 7.2.
- Rosetta estensimetrica KYOWA[®] (KFG-2-120-D31-11L3M3R): si tratta di un estensimetro precablato, avente 3 m di cavo. La rosetta presenta due griglie

estensimetriche sovrapposte, disposte a 90° tra di loro. Il gauge factor è pari in questo caso a $2.04 \pm 1\%$. Informazioni più dettagliate possono essere viste nella figura 7.3.

KYOWA		MADE IN JAPAN		
TYPE KFG-3-120-C1-11L3M3R				
GAGE FACTOR (24°C,50%RH)	2.08 ± 1.0%	LOT No. Y4496S	BATCH 156A	U03
GAGE LENGTH	3 mm	TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR +0.008 %/°C		
GAGE RESISTANCE (24°C,50%RH)	119.6 ± 0.4 Ω	APPLICABLE GAGE CEMENT CC-33A , EP-34B		
ADOPTABLE THERMAL EXPANSION	11.7 PPM/°C	QUANTITY 10		
KYOWA STRAIN GAGES				

Figura 7.1: Caratteristiche degli estensimetri di tipo KFG-3-120-C1-11L3M3R.

KYOWA		MADE IN JAPAN		
TYPE KFG-3-120-C1-11L10M3R				
GAGE FACTOR (24°C,50%RH)	2.06 ± 1.0%	LOT No. Y4496S	BATCH 072B	U04
GAGE LENGTH	3 mm	TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR +0.008 %/°C		
GAGE RESISTANCE (24°C,50%RH)	120.0 ± 0.8 Ω	APPLICABLE GAGE CEMENT CC-33A , EP-34B		
ADOPTABLE THERMAL EXPANSION	11.7 PPM/°C	QUANTITY 10		
KYOWA STRAIN GAGES				

Figura 7.2: Caratteristiche degli estensimetri di tipo KFG-3-120-C1-11L10M3R.

KYOWA		MADE IN JAPAN		
TYPE KFG-2-120-D31-11L3M3R				
GAGE FACTOR (24°C,50%RH)	2.04 ± 1.0%	LOT No. Y4337S	BATCH 054A	U04
GAGE LENGTH	2 mm	TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR +0.008 % / °C		
GAGE RESISTANCE (24°C,50%RH)	120.0 ± 0.8 Ω	APPLICABLE GAGE CEMENT CC-33A, EP-34B		
ADOPTABLE THERMAL EXPANSION	11.7 PPM/°C	QUANTITY 10		
KYOWA STRAIN GAGES				

Figura 7.3: Caratteristiche degli estensimetri di tipo KFG-2-120-D31-11L3M3R.

Il posizionamento degli estensimetri è analogo a quanto già utilizzato nella giostra Dumbo, anche in questo caso sono presenti 3 zone principali di misura: la zona del veicolo, la zona del braccio principale e la zona del terminale del pistone.

Nella zona del veicolo sono stati applicati:

- 1 rosetta estensimetrica collegata a mezzo ponte per misurare il momento torcente
- 2 estensimetri collegati a mezzo ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano verticale
- 2 estensimetri collegati a mezzo ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano orizzontale

Nella zona del braccio principale sono stati applicati:

- 2 estensimetri collegati a quarto di ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano verticale e lo sforzo normale
- 2 estensimetri collegati a mezzo ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano orizzontale

Nella zona del terminale sono stati applicati:

- 2 estensimetri collegati a quarto di ponte per misurare il momento flettente contenuto nel piano verticale e lo sforzo normale

In ciascuna delle zone sopra considerate si è scelta una posizione in cui effettuare l'incollaggio degli estensimetri. Va ricordato che la posizione deve essere scelta accuratamente per tener conto di due fattori: ci si deve porre sufficientemente lontani dalle sezioni di estremità e dagli elementi di irrigidimento per evitare effetti locali, ma al contempo si deve cercare di misurare i parametri di sollecitazione laddove questi sono vicini al valore massimo per avere maggiore sensibilità. La figura riportata a pagina seguente illustra la disposizione degli estensimetri nelle varie zone appena citate.

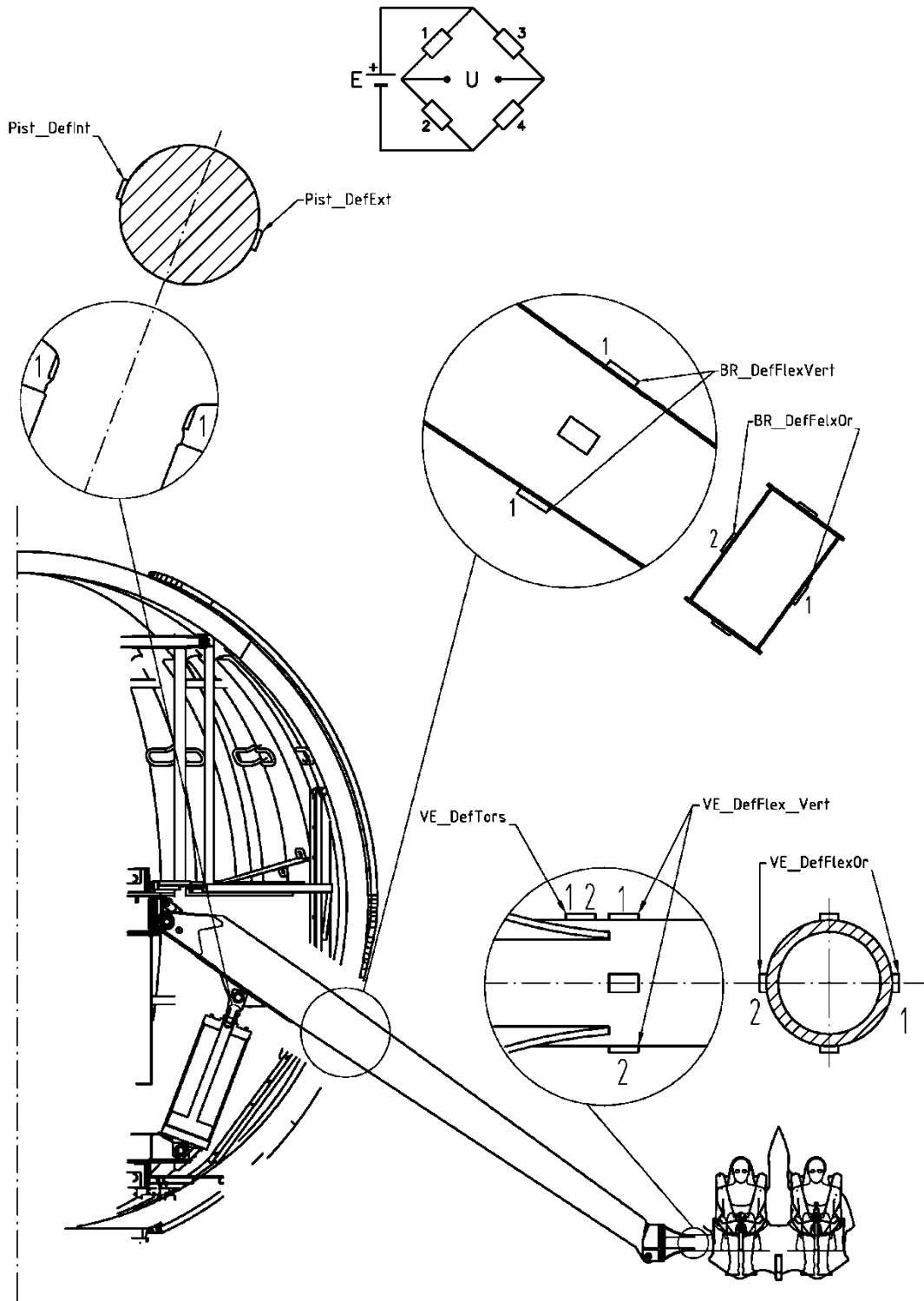


Figura 7.4: Disposizione degli estensimetri nella giostra Dumbo. Nella figura sono riportati schematicamente i punti in cui sono stati incollati gli estensimetri e la posizione del singolo estensimetro nel ponte di Wheatstone. Inoltre sono stati riportati i nomi dei canali associati ad uno o più estensimetri. Tali nomi verranno utilizzati nella configurazione della centralina e saranno usati anche per rappresentare i risultati successivamente.

Nella zona del braccio ci si è posti a 200 mm dal cordone di saldatura presente nella zona inferiore del braccio stesso (figura 7.5), ovvero a 800 mm dal centro del foro di collegamento tra il braccio principale ed il pistone di sollevamento.

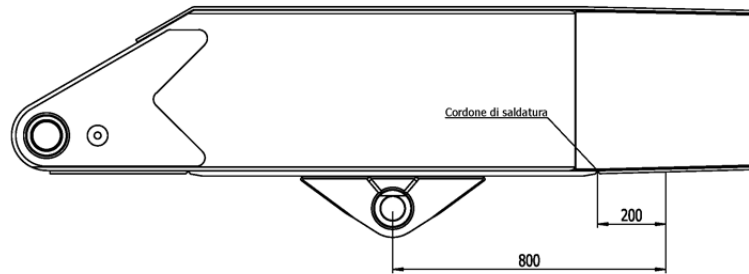


Figura 7.5: Schema di riferimento per il posizionamento degli estensimetri nella zona del braccio.

Nel terminale ci si è posti al centro del restringimento di sezione visibile in figura 7.6. Anche in questo caso, come già fatto per il Dumbo, la modifica della sezione si è resa necessaria per aumentare il livello di tensione nel componente.

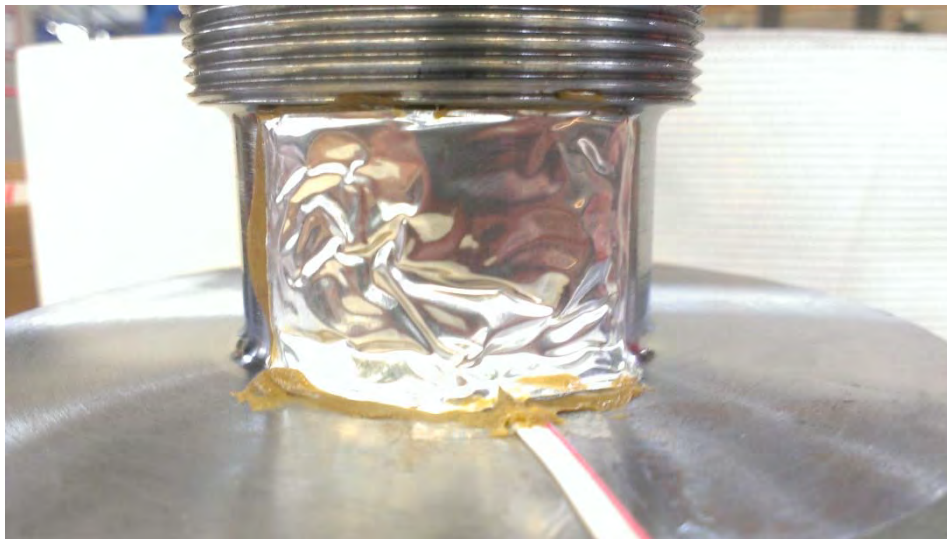


Figura 7.6: Restringimento di sezione nella zona del terminale del pistone. In figura si nota la presenza dell'estensimetro già installato e coperto tramite il protettivo HBM®.

Per quanto riguarda la zona del veicolo si è tenuto conto anche in questo caso della presenza degli elementi di irrigidimento vicino alla piastra di collegamento con il braccio principale. Al fine di valutare quale debba essere la posizione di incollaggio sono state svolte delle analisi FEM; i risultati di tali analisi sono esposti nel paragrafo seguente.

7.2 Analisi FEM zona veicolo

Per poter posizionare gli estensimetri nella zona del veicolo è necessario conoscere quali siano gli effetti di distorsione delle tensioni derivanti dalla presenza delle ali di irrigidimento. In particolare si vuole conoscere a quale distanza da tali elementi gli effetti di distorsione svaniscono, e si ritorna ad un andamento delle tensioni di tipo lineare come previsto dalla teoria della trave di de Saint-Venant.

7.2.1 Modello geometrico

L'analisi ad elementi finiti è basata su un modello geometrico 3D della struttura realizzato con il software Catia®. Tale modello è stato costruito prendendo come riferimento i disegni relativi alla zona del veicolo forniti da Zamperla. La geometria è stata quindi importata ed analizzata con Ansys®.

Il disegno preso a riferimento per costruire il modello geometrico può essere visto nella seguente figura 7.7:

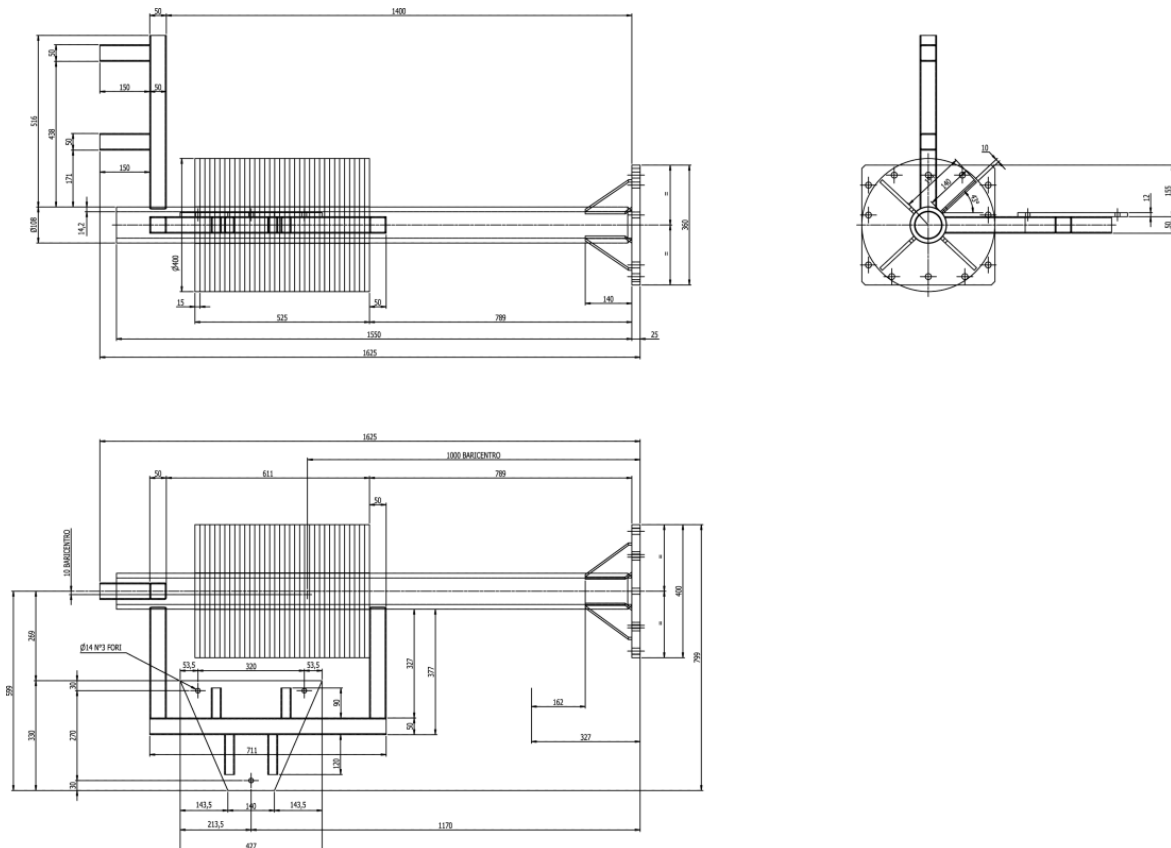


Figura 7.7: Disegno rappresentante il veicolo utilizzato per le prove.

Il risultato della modellazione 3D è invece riportato nella seguente figura:

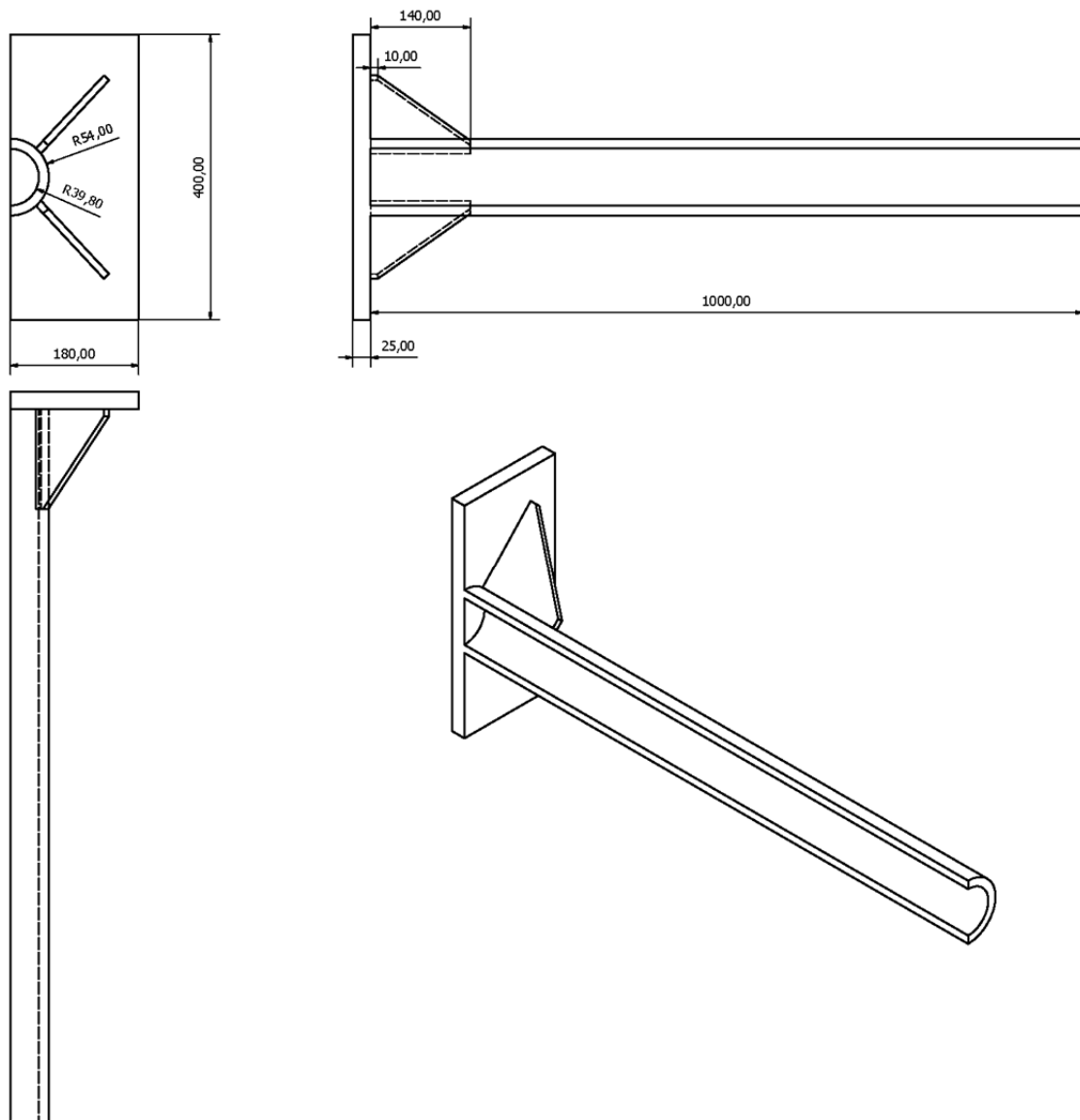


Figura 7.8: Modello 3D della zona del veicolo costruito per svolgere le analisi ad elementi finiti.

Come si può facilmente notare il modello realizzato per effettuare le analisi FEM non presenta la parte terminale utilizzata per sostenere le zavorre necessarie a simulare il veicolo ed i passeggeri. Tale semplificazione non influisce tuttavia sui risultati delle analisi, che si concentrano sulla zona vicina agli elementi di irrigidimento. Inoltre, dal momento che la struttura è simmetrica, si è scelto di modellarne solo metà; sfruttare la simmetria consente infatti di velocizzare le analisi FEM.

7.2.2 Modello analitico

Anche in questo caso il modello analitico a cui fare riferimento è quello di trave incastrata ad un'estremità e libera all'altra. Il carico viene applicato come una forza agente all'estremità

libera. Il veicolo modellato tramite Catia® presenta un braccio di lunghezza pari a 1000 mm; come già fatto per le analisi in Dumbo, infatti, si è allungata la geometria del componente per far sì che nella zona di analisi gli effetti legati all'applicazione del carico in maniera concentrata siano svaniti. Si noti che il valore del carico imposto all'estremità non influenza i risultati della presente analisi; lo scopo di quest'ultima infatti è solo valutare gli effetti di distorsione delle tensioni, poiché tali effetti sono presenti indipendentemente dal valore del carico si è scelto, per semplicità, di applicare all'estremità una forza pari a 1000 N.

$$F = 1000 \text{ N}$$

$$L_1 = 860 \text{ mm}$$

$$M_{f1} = T \cdot L_1 = 860000 \text{ Nmm}$$

$$L_2 = 0 \text{ mm}$$

$$M_{f2} = T \cdot L_2 = 0 \text{ Nmm}$$

$$D = 108 \text{ mm, diametro sezione}$$

$$s = 14.2 \text{ mm, spessore profilo}$$

$$J = 4707577.064 \text{ mm}^4, \text{ momento d'inerzia della sezione}$$

$$W = 87177.35 \text{ mm}^3, \text{ modulo di resistenza a flessione}$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{M_{f1}}{W} = \frac{860000}{87177.35} = 9.86 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

$$\sigma_{Mf2} = \frac{M_{f2}}{W} = \frac{0}{87177.35} = 0 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

L'andamento tra i due valori è ovviamente di tipo lineare. Si noti che in questo caso, a differenza di quanto fatto in Dumbo (paragrafo 3.3.1), si è considerato il punto 1 non in corrispondenza della piastra di collegamento, ma in corrispondenza della fine degli elementi di irrigidimento. Per questo motivo la distanza di tale punto è pari solo a 860 mm e non invece 1000 mm (essendo gli elementi di irrigidimento lunghi 140 mm). Anche tutti i grafici che verranno riportati in seguito fanno riferimento a questa nuova convenzione.

7.2.3 Mesh ed analisi di convergenza

Nel realizzare le analisi FEM si è sfruttata la simmetria del componente rispetto al piano verticale. Questa tecnica consente, come già detto, di ridurre i tempi di calcolo a parità di

fittezza di mesh, oppure di aumentare la fittezza della mesh mantenendo invariato il tempo di calcolo (il confronto è fatto rispetto all'analisi dell'intera struttura).

L'elemento utilizzato è il Solid187 della libreria di Ansys®: elemento tetraedrico avente in tutto 10 nodi (presenta un nodo anche nel punto medio di ogni lato). Questo tipo di elemento consente di meshare geometrie anche complesse ottenendo comunque dei buoni risultati nelle analisi.

Le mesh utilizzate sono tutte di tipo free, applicate utilizzando il comando di meshing automatico dei volumi. La prima mesh considerata presenta un *global size* pari a 10 mm, la seconda presenta un *global size* pari a 8 mm mentre per la terza è stato utilizzato il comando *refine* sulla seconda mesh. In particolare, si è usato un infittimento di livello minimo che coinvolgesse fino a due elementi di distanza a partire dalla superficie esterna del componente. Il parametro utilizzato per effettuare l'analisi di convergenza è stato il valore del picco di tensione σ_z lungo un path nella linea di simmetria sul profilo superiore della trave. La tabella seguente riporta i risultati ottenuti:

Mesh	$\sigma_{z,max}$ [MPa]	Scarto %
1	9.173	
2	9.160	0.14%
3	9.158	0.02%

Tabella 7.1: Valori del massimo di tensione lungo un path in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore. Il valore è utilizzato per effettuare l'analisi di convergenza.

Le mesh considerate hanno raggiunto la convergenza nella zona di interesse per la presente analisi.

7.2.4 Applicazione dei carichi

Il carico considerato è una forza in direzione verticale pari a 1000 N applicata all'estremità del componente. Si noti che il carico da applicare è pari a quello che si avrebbe in metà del componente dato che si è scelto di sfruttare la simmetria per svolgere le analisi. La forza è stata distribuita, come si può vedere nella seguente figura 7.9, solamente su 3 nodi, inoltre, ai due nodi disposti in corrispondenza del piano di simmetria è stata applicata solo metà della forza agente sul singolo nodo. La struttura è stata quindi vincolata: tutti i gradi di libertà dei nodi presenti sull'area della piastra più vicina al centro giostra sono stati bloccati, ed inoltre si è utilizzato il vincolo di simmetria su tutta l'area contenuta nel piano di simmetria.

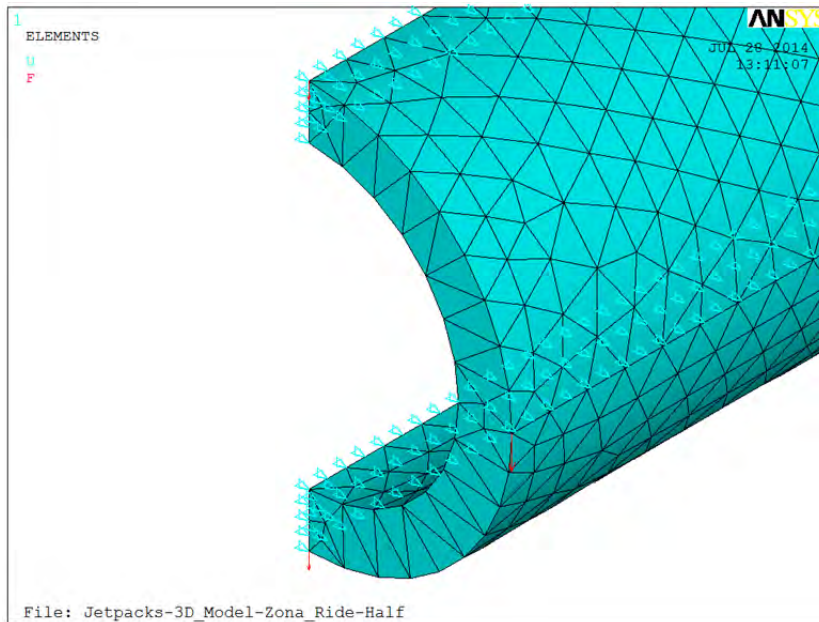


Figura 7.9: Vista di dettaglio della zona di applicazione del carico.

7.2.5 Risultati

L'andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave è riportato nella seguente figura, assieme all'andamento teorico previsto da De Saint-Venant:

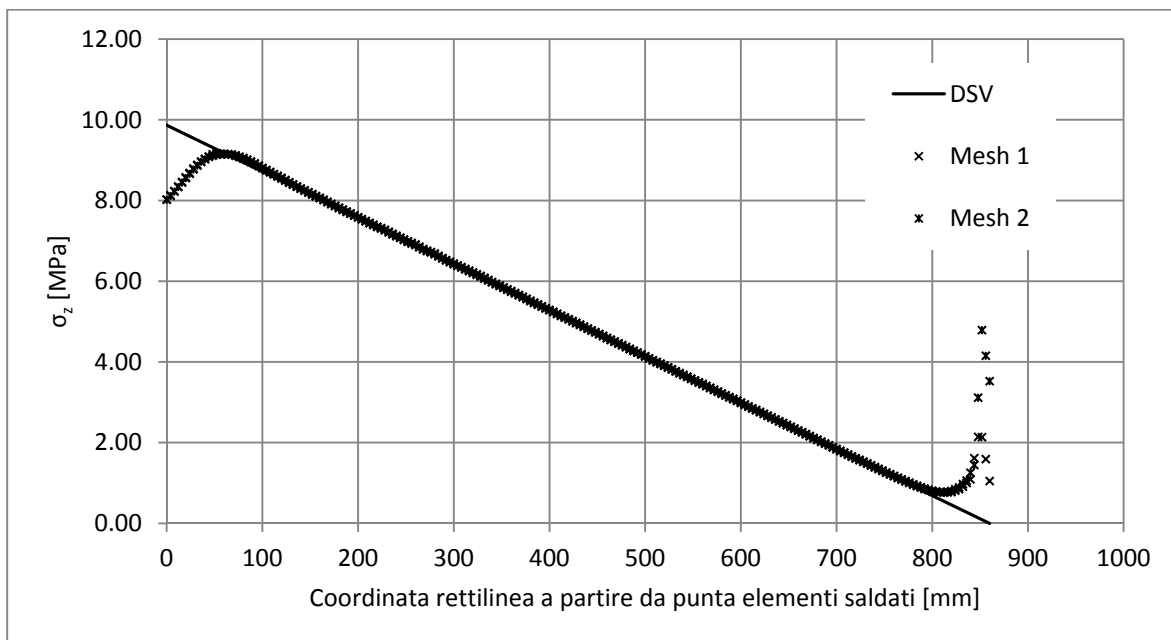


Figura 7.10: Andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave.

Il grafico seguente riporta invece un dettaglio dell'andamento delle tensioni in prossimità della zona prevista per l'incollaggio:

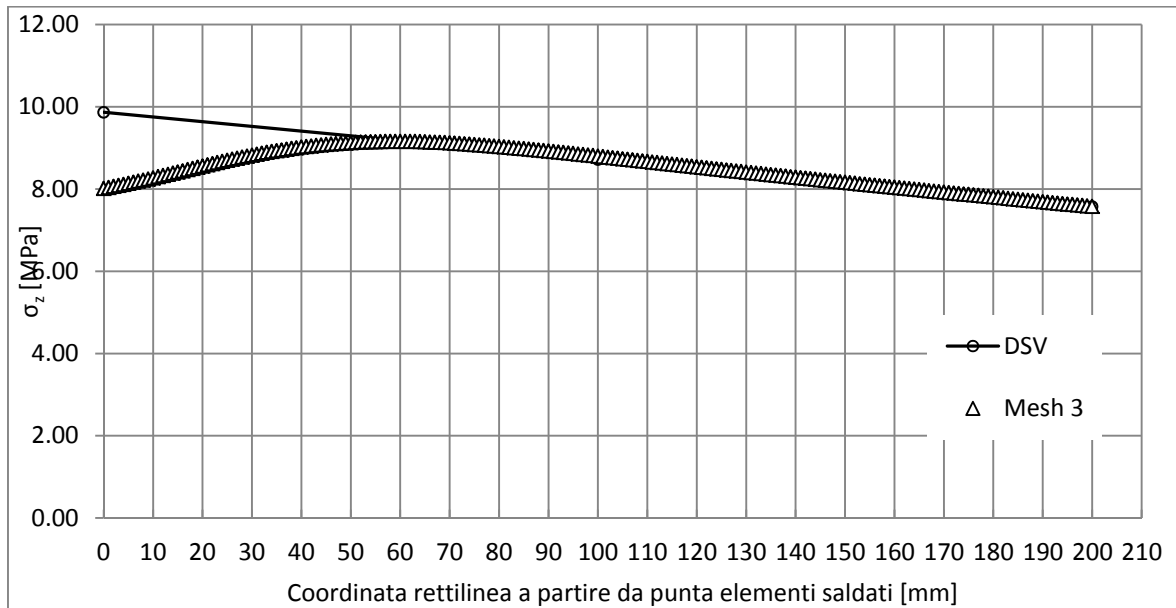


Figura 7.11: Dettaglio dell'andamento delle tensioni in corrispondenza della linea di simmetria sul profilo superiore della trave.

Come si evince dalle figure sopra riportate, la presenza degli elementi di irrigidimento comporta delle non linearità nell'andamento delle tensioni. Si noti tuttavia che tali non linearità comportano uno scostamento significativo tra i valori analitici ed i valori FEM solo per distanze inferiori a circa 60 mm dalla fine degli elementi saldati. Ad una distanza pari a 100 mm i valori ottenuti con i modelli FEM ed il confronto con il valore analitico è riportato nella seguente tabella:

Mesh	Valore 100 mm [MPa]	Scarto teorico %
1	8.806	-1.01%
2	8.803	-0.97%
3	8.799	-0.93%

Tabella 7.2: Confronto tra il valore teorico ed i valori numerici ottenuti con le varie mesh in corrispondenza del punto di incollaggio degli estensimetri nella zona del veicolo.

In virtù dei valori di scarto tra modelli FEM ed il modello analitico si può concludere che la posizione di incollaggio a 100 mm dalla fine degli elementi di irrigidimento risulta idonea. Tale posizione consente infatti di mantenersi lontani dalle non linearità ed al contempo posizionarsi vicino al valore massimo di tensione aumentando così i valori di deformazioni e quindi la sensibilità della misura.

7.3 Installazione degli strumenti

L'incollaggio degli estensimetri nelle posizioni indicate ai paragrafi precedenti è stato eseguito secondo le modalità già descritte al paragrafo 3.4. Anche in questo caso gli estensimetri della zona del veicolo e del terminale del pistone sono stati incollati presso il laboratorio dell'università di Padova, mentre per gli estensimetri nella zona del braccio ci si è recati in Zamperla. Deve essere sottolineato che la zona del veicolo, nel momento dell'incollaggio, presentava già tutte le zavorre necessarie a simulare la presenza dei sedili e degli attuatori ed aveva quindi una massa pari a 580 kg. Maneggiare questo veicolo è stato quindi molto più complesso rispetto a quanto fatto per Dumbo.

In particolare, per quanto riguarda la zona del veicolo, non è stato possibile utilizzare lo strumento per tracciatura presente in laboratorio e descritto al paragrafo 3.4, ed inoltre, la sezione circolare ha comportato alcune difficoltà durante la tracciatura poiché l'uso di squadrette come unico riferimento era impossibile. Per ovviare al meglio a queste difficoltà si è proceduto nel seguente modo: prendendo come riferimento la piastra di supporto dell'intero veicolo, ad una distanza pari a 240 mm da questa, sono stati tracciati dei primi segni (ortogonali all'asse del tubolare) facendo uso di un calibro e di un truschino. Questi segni (di lunghezza ridotta) sono stati tracciati in più punti tutt'attorno al tubolare, dopo di che delle fascette da elettricisti sono state utilizzate come supporto per tracciare una circonferenza tutt'attorno al tubolare che unisse i segni. Le fascette sono state strette attorno al tubolare in corrispondenza dei segni fatti precedentemente, l'utilizzo delle fascette si è reso necessario per avere un riferimento fisso contro il quale poggiare il truschino durante la tracciatura. Precedentemente a questa soluzione si è tentato di utilizzare come riferimento e appoggio dello scotch, durante la tracciatura, tuttavia, la forza applicata col truschino spostava il riferimento rendendo questo metodo inadeguato. I segni allineati all'asse del tubolare sono stati tracciati con l'uso di una squadretta poggiata ancora una volta sulla piastra di supporto. Prima di procedere alla tracciatura ci si è ogni volta assicurati che il componente fosse correttamente allineato, per farlo si è utilizzato una livella a bolla per valutare l'orizzontalità della piastra di supporto. (Il componente veniva inclinato ricorrendo ai movimenti delle forche del muletto che sosteneva il pallet fino al raggiungimento della posizione corretta).

Il terminale del pistone è stato tracciato facendo uso dello strumento di tracciatura presente in laboratorio in maniera del tutto analoga a quanto fatto per Dumbo.

Per la zona del braccio la posizione di estensimetratura si trovava a 200 mm dal cordone di saldatura visibile in figura 7.5. Dal momento che nella sezione di misura la trave subisce un restringimento sia in altezza che in larghezza non si è potuto utilizzare le squadrette

direttamente in questa sezione poiché i punti di appoggio erano inclinati e non costituivano quindi un supporto adeguato. La tracciatura è quindi avvenuta in più passaggi: dapprima si è tracciato un riferimento in corrispondenza alla sezione che presenta il cordone di saldatura, in questo punto la trave è a sezione costante (il restringimento nelle due direzioni inizia proprio a partire dal cordone di saldatura) e quindi è stato possibile far uso delle squadrette per costruire un riferimento tutt'attorno alla sezione. A partire da questo riferimento con l'uso di un calibro sono stati tracciati su tutti i lati della trave due segni posti a distanza pari a 200 mm dal riferimento (L'unica soluzione trovata per cercare di posizionare il calibro orizzontalmente è stato verificare l'allineamento tra lo strumento ed il segno di riferimento precedentemente tracciato). Tali segni sono stati uniti tra loro prima a due a due sul singolo lato e quindi, come verifica della procedura, tutt'attorno alla sezione. Infine, per tracciare i segni allineati all'asse della trave, si è misurata l'altezza o la larghezza della trave e si è tracciato un segno a metà altezza utilizzando il calibro per segnare un primo riferimento e quindi la squadretta per tracciare definitivamente. Alla fine del capitolo sono riportate le immagini relative alle diverse fasi di installazione degli estensimetri.

Ancora una volta è stato utilizzato un accelerometro a 3 assi per conoscere le accelerazioni subite dai passeggeri. Come già fatto per Dumbo l'accelerometro è stato fissato in due diverse posizioni durante le prove, una conforme alla normativa ASTM ed una conforme a quella cinese. I supporti presenti in Dumbo sono stati installati anche in Jet Packs nella zona del veicolo per poter posizionare correttamente e facilmente l'accelerometro. Il fissaggio è stato realizzato anche in questo caso con del nastro biadesivo assicurando poi lo strumento ed i cavi con dell'ulteriore nastro da imballo (figura 7.12).



Figura 7.12: Fissaggio dell'accelerometro nella zona del veicolo.

Per registrare l'angolo di inclinazione del braccio principale della giostra si è utilizzato nuovamente il sensore ad effetto di Hall. La carcassa dello strumento è stata fissata ad un supporto sul braccio della giostra, mentre l'astina di collegamento è stata fatta poggiare su una vite fissata sulla piastra di collegamento tra il braccio e la zona del veicolo (figura 7.13). Ancora una volta quest'asta deve, oltre che ruotare, essere libera di scorrere poiché, ruotando attorno alla cerniera posta inferiormente, tutti i punti della piastra tranne il centro di rotazione si allontanano dal braccio principale.

Analogamente a quanto già fatto in Dumbo, si è ottenuto uno zero funzionale con il braccio nella posizione inferiore e si è misurato con un goniometro l'angolo rispetto all'orizzontale formato dal braccio in tale posizione per poter poi scalare tutti i valori misurati.



Figura 7.13: Dettaglio posizionamento e fissaggio dell'inclinometro.

Infine tutta la strumentazione è stata connessa alle centraline imc Cronos ed imc Cansas, per poter acquisire e memorizzare i dati. Trattandosi ancora una volta di un'acquisizione su una macchina funzionante, le centraline sono state installate a bordo della giostra nella zona del veicolo. Facendo uso di una piastra di supporto opportunamente forata è stato possibile poggiare le centraline e fissarle saldamente utilizzando delle fascette da elettricisti. Per alimentare il tutto è stata utilizzata una batteria, fissata anch'essa a fianco delle centraline. (figura 7.14)



Figura 7.14: Centraline e batteria utilizzate durante le acquisizioni.

Come descritto all'inizio del paragrafo gli estensimetri nella zona del veicolo e nella zona del terminale del pistone sono stati incollati presso il laboratorio dell'università di Padova ed i componenti sono stati in seguito montati sulla giostra. Durante il montaggio, eseguito dagli operai della Zamperla, o forse durante il successivo funzionamento della macchina prima delle prove, uno degli estensimetri incollati sul terminale del pistone è stato danneggiato. Il cavo di collegamento si è tranciato all'altezza dei reofori che escono dalla basetta estensimetrica. Dato che il componente era già stato installato nella macchina, e che il guasto è avvenuto il giorno prima delle prove, non è stato possibile rimuovere l'estensimetro per installarne un altro. Questa operazione avrebbe infatti richiesto di smontare il componente, visto che la zona di incollaggio era difficilmente raggiungibile con il pezzo montato. Per rimuovere e successivamente reinstallare il terminale del pistone sarebbe stato necessario un fermo macchina troppo lungo rispetto alla schedulazione dei tempi di Zamperla e dei tecnici Disney. Si è quindi scelto di riparare l'estensimetro, stagnando i reofori al resto del cavo. Questa operazione è stata eseguita da uno dei tecnici Disney, esperto di estensimetria. Una volta riconnessi i cavi lo strumento è stato controllato con un multimetro digitale per verificare che i collegamenti fossero stati ripristinati correttamente. A questa prima verifica lo strumento sembrava essere stato riparato correttamente, tuttavia, come verrà descritto nel prossimo capitolo, la connessione di questo estensimetro alla centralina comportava dei mal funzionamenti nella strumentazione. Si è quindi deciso di abbandonare questo strumento per poter proseguire con le acquisizioni.

Come anticipato in precedenza si riportano di seguito le immagini relative alle diverse fasi del processo di estensimetratura dei componenti.



Figura 7.15: Vista della zona di incollaggio nel tubolare del veicolo.

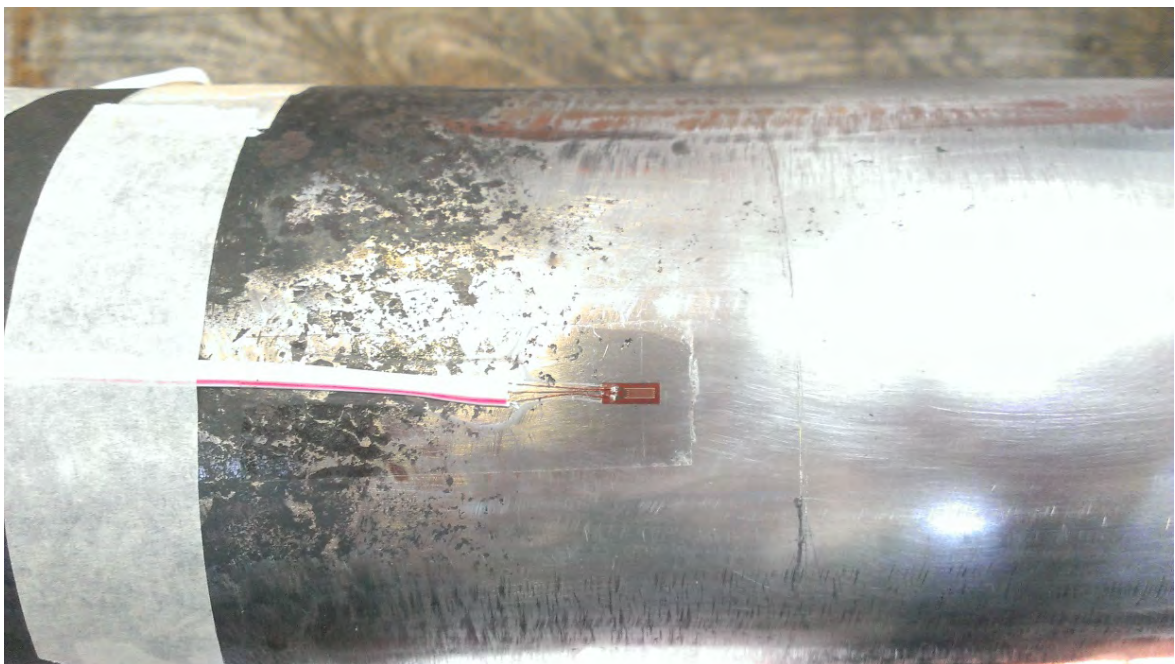


Figura 7.16: Dettaglio relativo al posizionamento di uno degli estensimetri nella zona del veicolo.



Figura 7.17: Vista della zona estensimetrata nel veicolo.



Figura 7.18: Lato superiore della zona del zona veicolo: si noti la presenza della rosetta estensimetrica e di un estensimetro a griglia singola.

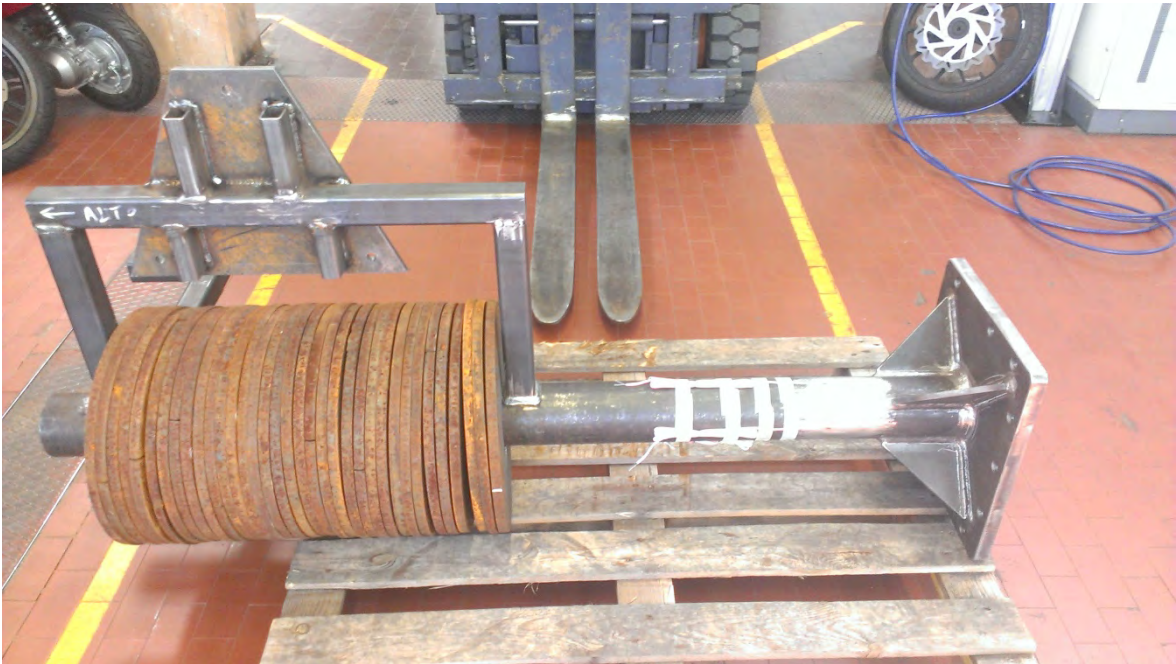


Figura 7.19: Vista complessiva della zona veicolo alla fine della procedura di estensimetratura.



Figura 7.20: Vista della zona di incollaggio per gli estensimetri nel braccio principale della giostra. Si noti sulla destra il primo segno usato come riferimento ed invece centralmente il segno verticale tracciato per posizionare l'estensimetro.



Figura 7.21: Braccio principale della giostra durante il lavoro di estensimetrazione.

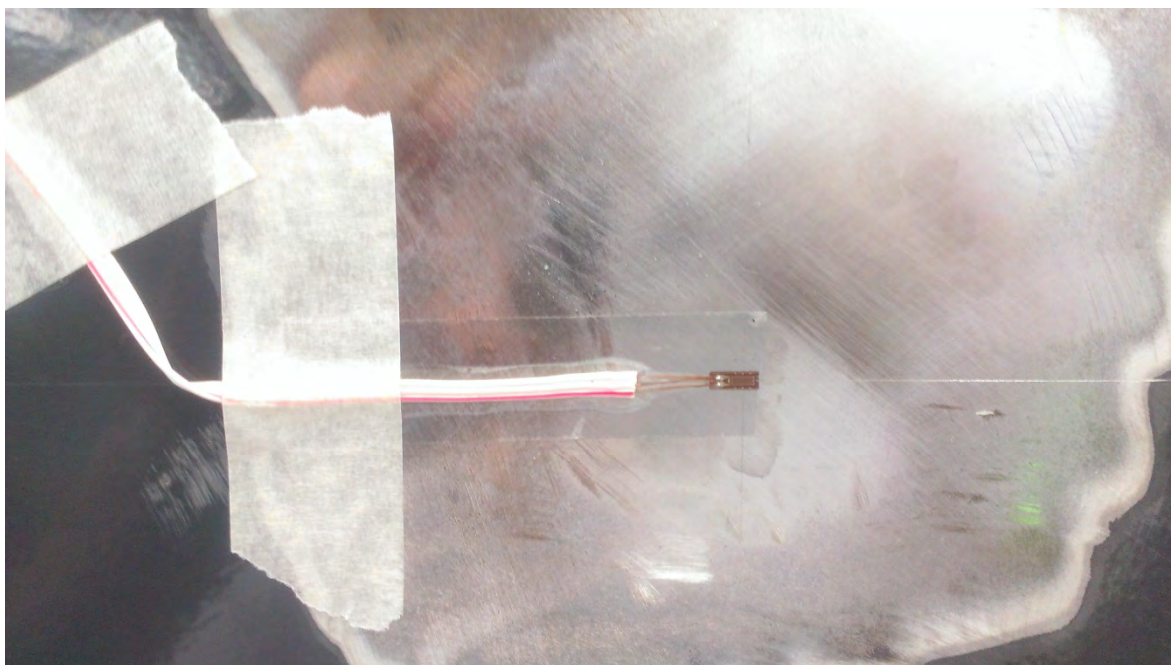


Figura 7.22: Dettaglio di uno dei due estensimetri incollati sulle facce laterali del braccio.

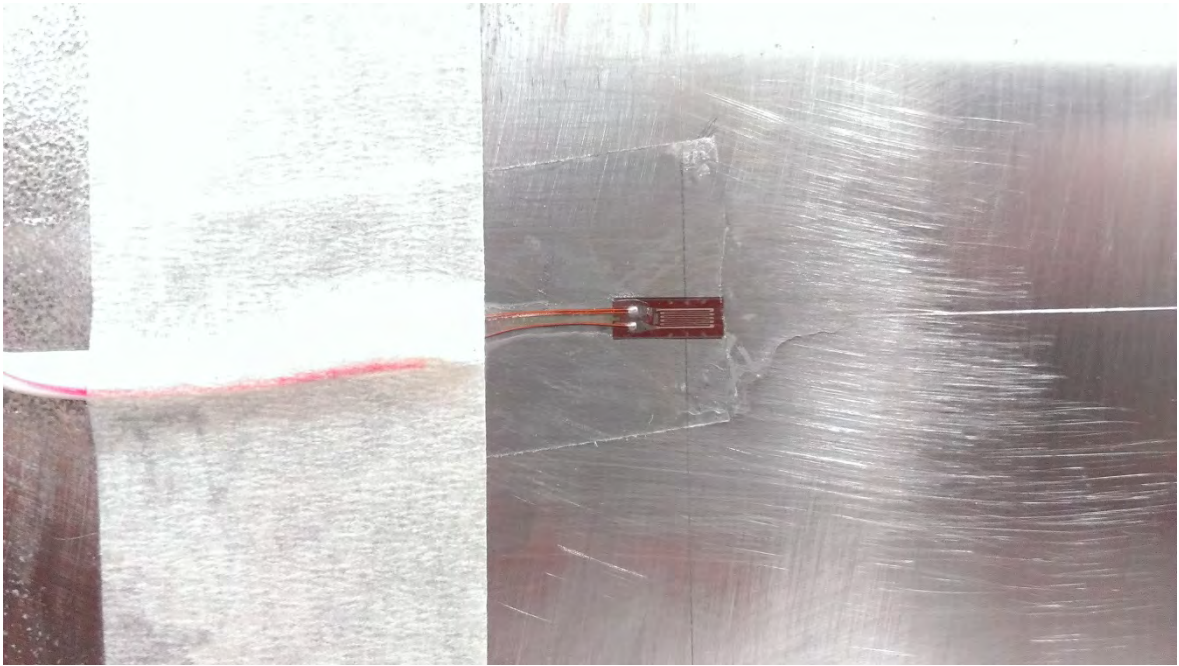


Figura 7.23: Dettaglio dell'estensimetro incollato nella faccia inferiore del braccio.



Figura 7.24: Dettaglio dell'estensimetro incollato nella faccia superiore del braccio



Figura 7.25: Vista dell'estensimetro incollato nella faccia superiore del braccio.



Figura 7.26: Esempio di disposizione dei cavi nella zona estensimetrata.



Figura 7.27: Passaggio dei cavi dalla zona estensimetrata fino all'estremità del braccio.

CAPITOLO 8

Esecuzione delle prove

L'esecuzione delle prove su Jet Packs si è rivelata molto più complessa di quanto già visto in Dumbo, sebbene a prima vista le operazioni da eseguire risultino le stesse. Come già fatto per Dumbo, infatti, è stato necessario raccogliere i dati sperimentali durante il funzionamento della macchina, ripetendo quindi in parte quanto già fatto per la prima giostra. In questo secondo caso tuttavia, le dimensioni della macchina ne hanno impedito il montaggio all'interno dei capannoni dell'azienda rendendo quindi necessario svolgere tutte le operazioni all'esterno. Inoltre, il centro giostra sollevabile ha comportato la necessità di costruire un "pozzo" in cui far infilare parte della macchina per raggiungere la configurazione di altezza minima. Nonostante questo accorgimento, anche con le braccia abbassate ed il centro giostra ad altezza minima, i veicoli si trovavano ben al di sopra dei due metri di altezza. Per questo motivo per tutte le operazioni di allestimento dell'attrezzatura, collegamento dei cavi, monitoraggio del funzionamento e avvio/stop delle acquisizioni si è dovuto far uso di scale o di piattaforme aeree mobili (figura 8.1). Si può quindi ben capire come le operazioni già svolte per Dumbo siano diventate in questo caso più complesse ed abbiano richiesto un tempo molto maggiore.



Figura 8.1: Piattaforma aerea utilizzata durante le prove.

Anche per Jet Packs all'inizio delle prove la macchina si trovava già completamente montata e caricata con un numero di zavorre atto a simulare la presenza del veicolo, dei suoi elementi di decoro e di due passeggeri di massa ciascuno pari a 78 kg. Lo zero acquisito nelle prime prove è quindi anche in questo caso uno "zero funzionale", definito, analogamente a quanto già fatto, nella condizione di giostra ferma, caricata con i pesi tipici di una normale condizione di esercizio. Per poter risalire allo zero del materiale si è quindi dovuto "scaricare" la giostra al termine di tutte le prove. Lo scarico è avvenuto rimuovendo le zavorre relative ai passeggeri, sconnettendo il veicolo dal braccio (e poggiandolo su un pallet) e sconnettendo anche il terminale del pistone dopo che il braccio stesso era stato fissato in condizione di appoggio-appoggio tramite una gru mobile (la gru sosteneva solo l'estremità più lontana dal centro giostra poiché l'altra estremità è stata lasciata vincolata alla struttura della giostra stessa). La variazione di segnale acquisita durante la fase di scarico è stata poi cambiata di segno e sommata ai valori acquisiti durante le prove per ottenere l'effettivo stato di deformazione dei componenti durante l'esercizio.

Oltre alle difficoltà già descritte per posizionare l'attrezzatura, lo svolgimento delle prove è stato fortemente condizionato da alcuni problemi di funzionamento della macchina stessa. Per questo motivo sono stati necessari tre giorni per riuscire a raccogliere tutti i dati necessari per la presente analisi.

A differenza di quanto si è visto in Dumbo, per Jet Packs al momento dello svolgimento delle prove non era ancora disponibile una versione definitiva del codice di controllo della macchina. Anzi, il programma che controllava la macchina presentava ancora pesanti lacune. In particolare, le braccia della giostra effettuavano solo un sollevamento fino alla posizione di massima altezza per poi tornare alla posizione di altezza minima e mantenerla per tutto il resto del ciclo. Inoltre, il centro giostra alla fine del ciclo, per problemi nel sistema di controllo, non tornava mai alla posizione iniziale, obbligando un riposizionamento comandato manualmente ogni qual volta si volesse agire sulla strumentazione montata. Oltre a ciò, molto spesso, durante il funzionamento si verificavano degli errori o si attivavano degli allarmi che fermavano la macchina interrompendo il ciclo ed invalidando i dati raccolti fino a quel momento. Per questi motivi non è stato possibile avere la giostra completamente disponibile per un intero pomeriggio al fine di svolgere le prove, ma si è dovuto lavorare parallelamente ai tecnici Disney che cercavano di risolvere i problemi nel sistema di controllo.

Nella prima giornata di prove (sabato 3 agosto) è stato possibile registrare solo alcuni cicli dato che la macchina presentava molto spesso errori ed i tecnici Disney la tenevano ferma per lunghi periodi per cercare di risolverli. Inoltre, in questa prima giornata tutti i canali collegati

all'espansione Cansas non registravano correttamente i segnali e non fornivano quindi risultati utili.

Nella seconda giornata (domenica 4 agosto) è stato individuato il problema che impediva alla Cansas di registrare correttamente: l'estensimetro che era stato rotto e successivamente riparato, nonostante fosse stato verificato con un multimetro al termine della riparazione, impediva all'intera centralina di funzionare correttamente. Per questo motivo si è scelto di non registrare tale canale (la deformazione del pistone sul lato esterno rispetto al centro giostra) per poter quantomeno garantire il corretto funzionamento dell'attrezzatura e registrare tutti gli altri segnali. La tabella seguente riporta un resoconto sintetico del numero e del tipo di cicli effettuati.

N°	Ora [h.min]	Descrizione	Durata [min.sec]
1	14.39	Posizionamento + 2 Cicli Standard + Posizionamento	9.30
2	14.54	2 Cicli Standard + Posizionamento	12.00
3	9.38	Posizionamento + 3 Cicli Standard	9.40
4	9.53	Posizionamento + Ciclo Standard + 2 E-Stop + Posizionamento	13.50
5	10.15	3 Cicli Standard + Posizionamento	8.00
6	10.39	Ciclo Standard + 2 E-Stop + Posizionamento	13.10
7	17.42	Fase di scarico	29.00

Tabella 8.1: Resoconto dei cicli eseguiti in termini di numero progressivo, ora di inizio, tipologia di ciclo e sua durata. Si noti che sono stati riportati nella seguente tabella solo i cicli ritenuti effettivamente utili al fine delle analisi. Complessivamente durante i tre giorni di prove sono stati registrati molti più cicli di quanto qui riportato, tuttavia a causa dei problemi già citati tali cicli non possono essere ritenuti validi.

Infine, nella giornata di lunedì 5 agosto si è registrata la fase di scarico della giostra. E' stato necessario attendere la giornata seguente poiché registrare questa fase la domenica avrebbe richiesto di tenere la macchina ferma per molto tempo impedendo ai tecnici Disney di continuare le loro prove sulla macchina e sul sistema di controllo.

Come si può notare dalla tabella sopra riportata non è stato possibile interrompere la registrazione dei dati al termine di ogni ciclo della giostra e quindi si sono acquisiti più cicli di seguito. Questa scelta si è resa necessaria poiché, come già detto, per avvicinarsi all'attrezzatura si doveva far uso di una piattaforma aerea ed inoltre la macchina doveva ogni volta essere riposizionata manualmente. Queste operazioni, se eseguite al termine di ogni ciclo, avrebbero allungato eccessivamente i tempi di esecuzione delle prove. Si è scelto quindi di registrare più cicli e di separarli poi via software.

Inoltre si può notare che sono state svolte solo due tipologie di ciclo (standard ed E-Stop), in questo caso infatti, non era presente un manettino con cui controllare manualmente il braccio e farlo oscillare attorno a specifiche posizioni.

Durante il ciclo standard la giostra esegue i seguenti movimenti: il centro giostra (anche detto carriage) si solleva traslando verticalmente, quando il sollevamento è quasi completato si avvia il moto di rotazione e le braccia iniziano a sollevarsi. Raggiunta l'altezza massima le braccia mantengono tale configurazione per qualche secondo per poi riscendere fino alla posizione di altezza minima e rimanervi fino alla fine del ciclo. Una descrizione più dettagliata del ciclo standard sarà fornita nel seguente capitolo durante la discussione dei risultati sperimentali.

Durante un ciclo E-Stop le fasi iniziali sono uguali a quelle presenti nel ciclo standard, ad un certo istante però l'operatore che controlla la giostra preme il pulsante dell'emergenza. Questo fa sì che la rotazione venga progressivamente arrestata mantenendo le braccia bloccate in posizione. Una volta che la giostra è ferma le braccia tornano alla posizione di altezza e quindi anche il carriage scende verso la posizione di partenza. Si noti che l'inizio dell'E-Stop è comandato a mano dall'operatore e quindi posizionato stocasticamente nel tempo.

CAPITOLO 9

Analisi dei risultati

Dal momento che durante tutte le prove effettuate su Jet Packs il livello di zero registrato era uno zero funzionale, per poter procedere con l'analisi dei dati raccolti il primo passaggio da eseguire è quello di passare allo zero del materiale. Utilizzando ancora una volta il software imc Famos[®] Enterprise 6.3 si è potuto estrarre dai dati raccolti durante la fase di scarico le porzioni temporali in cui i componenti risultavano essere scarichi. Si è quindi calcolato il valor medio per ciascuno degli intervalli estratti e questo è stato sottratto al corrispondente canale acquisito durante le prove (questa procedura di sottrazione è necessaria per tutte le acquisizioni effettuate).

Va sottolineato che alla fine della fase di scarico i canali della flessione verticale, sia nel braccio che nel veicolo, non risultano essere nella condizione di zero materiale. In entrambi i casi, infatti, è ancora presente l'influenza di tutto, o parte, del peso proprio del componente. Per compensare questa differenza rispetto allo zero materiale sono stati calcolati analiticamente i valori di deformazione presenti nei componenti alla fine della fase di scarico. Per quanto riguarda il braccio, considerando la posizione di appoggio-appoggio tra i due estremi della trave (figura 9.1) si è proceduto nel seguente modo:

Materiale: Fe510

$$\text{Densità} = \rho = 7.87 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$\text{Area sezione di misura} = A = 10569.6 \text{ mm}^2$$

Carico distribuito:

$$\mu^* = \rho \cdot A \cdot g = 7.87 \cdot 10^{-6} \cdot 10569.6 \cdot 9.81 = 0.8088 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (9.1)$$

Carico distribuito ortogonale alla trave:

$$\mu = \mu^* \cdot \cos(34^\circ) = 0.6705 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (9.2)$$

$$\text{Reazione vincolare} = R = \frac{\mu \cdot l}{2} = \frac{0.6705 \cdot 5845}{2} = 1959.53 \text{ N} \quad (9.3)$$

con: l = lunghezza della trave

Momento flettente nella sezione di misura:

$$M_f = R \cdot x - \mu \cdot \frac{x^2}{2} = 1959.53 \cdot 1815 - \mu \cdot \frac{1815^2}{2} = 2452145.99 \text{ Nmm} \quad (9.4)$$

con x =distanza della sezione di misura dall'estremo della trave

Modulo di resistenza a flessione = $W = 1575202.36 \text{ mm}^3$

$$\text{Tensione risultante} = \sigma = \frac{M_f}{W} = \frac{2452145.99}{1575202.36} = 1.56 \text{ MPa} \quad (9.5)$$

$$\text{Deformazione risultante} = \varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{1.56}{210000} \cdot 10^{-6} = 7.43 \text{ } \mu\text{m}/\text{m} \quad (9.6)$$

Si noti che il carico distribuito derivante dal peso proprio è stato calcolato considerando per semplicità la trave a sezione costante.

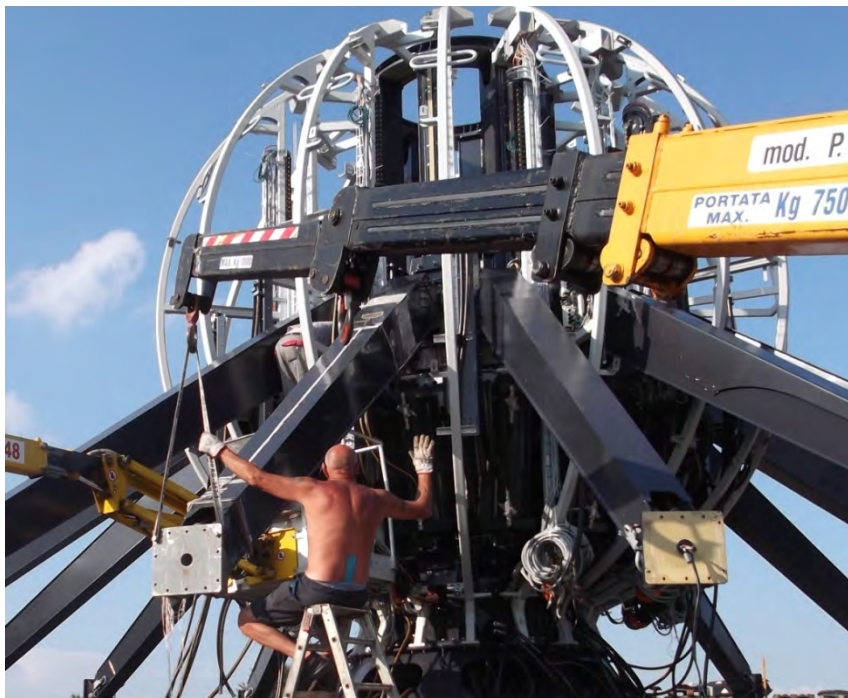


Figura 9.1: Braccio principale della giostra durante le fasi di scarico. Nell'immagine gli operai Zamperla® stanno compiendo le ultime operazioni per sganciare il terminale del pistone dal braccio e giungere così alla condizione di zero. Al termine della fase di scarico il braccio sarà sostenuto ad un estremo dalla struttura centrale della giostra ed all'altro dalla gru che si vede in figura. Visto i tipi di vincolo applicati si può ritenere che il braccio si trovi in condizione di appoggio-appoggio.

Per la zona del veicolo, invece, la presenza delle zavorre circolari fa sì che una volta poggiato il componente sul pallet la zona estensimetrata sia considerabile come una mensola a sbalzo caricata solamente dal peso proprio.



Figura 9.2: Posizione della zona veicolo al termine della fase di scarico.

Facendo riferimento a questa schematizzazione i valori numerici risultano:

$$\text{Densità} = \rho = 7.87 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

Massa della piastra:

$$m_1 = b \cdot h \cdot s \cdot \rho = 0.36 \cdot 0.40 \cdot 0.025 \cdot 7800 = 28.08 \text{ kg} \quad (9.7)$$

con:

$$b = \text{larghezza della piastra} = 360 \text{ mm}$$

$$h = \text{altezza della piastra} = 400 \text{ mm}$$

$$s = \text{spessore della piastra} = 25 \text{ mm}$$

$$\rho = \text{densità del materiale} = 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Peso della piastra:

$$P_1 = m_1 \cdot g = 28.08 \cdot 9.81 = 275 \text{ N} \quad (9.8)$$

Massa delle ali di irrigidimento:

$$m_2 = 4 \cdot \frac{1}{2} b \cdot h \cdot s \cdot \rho = 2 \cdot 0.14 \cdot 0.14 \cdot 0.01 \cdot 7800 = 3.06 \text{ kg} \quad (9.9)$$

si noti che le ali di irrigidimento sono state schematizzate come un triangolo le cui dimensioni sono:

$$b = \text{base del triangolo} = 140 \text{ mm}$$

$$h = \text{altezza del triangolo} = 140 \text{ mm}$$

$$s = \text{spessore delle ali} = 10 \text{ mm}$$

$$\rho = \text{densità del materiale} = 7800 \text{ kg/m}^3$$

Peso delle ali:

$$P_2 = m_2 \cdot g = 3.06 \cdot 9.81 = 30 \text{ N} \quad (9.10)$$

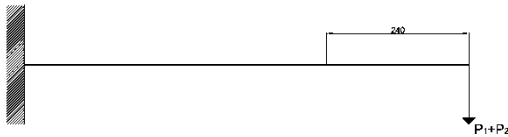
Area tubolare:

$$A = \frac{\pi}{4} [\phi^2 - (\phi - 2s)^2] = \frac{\pi}{4} [108^2 - (108 - 2 \cdot 14.2)^2] = 4184 \text{ mm}^2 \quad (9.11)$$

Carico distribuito derivante dal peso del tubolare:

$$q = A\rho g = 4184 \cdot 7800 \cdot 10^{-9} \cdot 9.81 = 0.32 \text{ N/mm} \quad (9.12)$$

Basandosi sulla figura 9.2 ed utilizzando la schematizzazione riportata in figura 9.3, il momento flettente nella sezione di misura risulta:



$$\begin{aligned} M_f &= (P_1 + P_2)240 + q \cdot \frac{240^2}{2} = \\ &= (275 + 30)240 + 0.32 \cdot \frac{240^2}{2} = \\ &= 82416 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (9.13)$$

Figura 9.3: Schema di riferimento per la zona del veicolo alla fine della fase di scarico.

$$\text{Tensione risultante} = \sigma = \frac{M_f}{W} = \frac{82416}{87177.35} = 0.945 \text{ MPa} \quad (9.14)$$

$$\text{Deformazione risultante} = \varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{0.945}{210000} \cdot 10^{-6} = 4.50 \text{ } \mu\text{m/m} \quad (9.15)$$

I valori di deformazione così ottenuti sono stati sottratti/sommati ai valori medi precedentemente calcolati tenendo conto di quale fosse l'effettivo stato di deformazione presente nel componente secondo lo schema strutturale considerato.

Sottraendo i valori medi ottenuti durante la fase di scarico ai canali acquisiti è stato possibile ottenere lo stato di deformazione realmente presente nei componenti durante l'esercizio. Si noti che il passaggio allo zero reale non è necessario per tutti i canali registrati: i canali dell'accelerometro e della flessione orizzontale nel braccio e nel veicolo si trovavano già allo zero reale. Tali canali infatti non subiscono sollecitazioni nella condizione di carico statico della giostra.

9.1 Sequenze Famos[®]

Le sequenze Famos[®] utilizzate per Jet Packs sono le stesse che sono state già introdotte ed utilizzate per Dumbo. Il codice scritto è stato modificato solamente in pochi punti, tra questi i più importanti sono: gli intervalli temporali in cui estrarre le porzioni di file per risalire al valor medio di deformazione nel componente scarico e i valori numerici necessari per passare dalle deformazioni alla tensioni e quindi ai parametri di sollecitazione (i.e. aree, momenti di inerzia, moduli di resistenza a flessione, etc.).

L'unica sequenza scritta esclusivamente per questa seconda giostra è stata utilizzata per separare tra loro i diversi cicli che erano stati registrati in sequenza in un unico file. Il codice implementato per svolgere questa operazione è il seguente:

```

; Sequenza per estrarre in automatico porzioni di dati dai file

; IMPOSTAZIONI:
; Non caricare permanentemente i file
; Impostare il nome del file come da sorgente

; Intervalli temporali in cui prelevare i campioni

; Intervallo avente come punto iniziale l'inizio di un ciclo macchina
t_in =
t_fin =

; Rinomino i file caricati per poter poi uscire con i nomi file giusti
Acc_X_1 = Acc_X
Acc_Y_1 = Acc_Y
Acc_Z_1 = Acc_Z
BR_DefFlexOr_1 = BR_DefFlexOr
BR_DefInf_1 = BR_DefInf
BR_DefSup_1 = BR_DefSup
Inclinometro_1 = Inclinometro
;Pist_DefExt_1 = Pist_DefExt
Pist_DefInt_1 = Pist_DefInt
VE_DefFlexOr_1 = VE_DefFlexOr
VE_DefFlexVert_1 = VE_DefFlexVert
VE_DefTors_1 = VE_DefTors

; Estrazione porzioni di file

```

```
Acc_X = Cut(Acc_X_1,t_in,t_fin)
Acc_Y = Cut(Acc_Y_1,t_in,t_fin)
Acc_Z = Cut(Acc_Z_1,t_in,t_fin)

Inclinometro = Cut(Inclinometro_1,t_in,t_fin)

VE_DefFlexOr = Cut(VE_DefFlexOr_1,t_in,t_fin)
VE_DefTors = Cut(VE_DefTors_1,t_in,t_fin)
VE_DefFlexVert = Cut(VE_DefFlexVert_1,t_in,t_fin)

;Pist_DefExt = Cut(Pist_DefExt_1,t_in,t_fin)
Pist_DefInt = Cut(Pist_DefInt_1,t_in,t_fin)

BR_DefSup = Cut(BR_DefSup_1,t_in,t_fin)
BR_DefInf = Cut(BR_DefInf_1,t_in,t_fin)
BR_DefFlexOr = Cut(BR_DefFlexOr_1,t_in,t_fin)

; Imposta l'inizio della sequenza ad un valore temporale pari a 0 sec.
Acc_X = Xoff(Acc_X,0)
Acc_Y = Xoff(Acc_Y,0)
Acc_Z = Xoff(Acc_Z,0)

Inclinometro = Xoff(Inclinometro,0)

VE_DefFlexOr = Xoff(VE_DefFlexOr,0)
VE_DefTors = Xoff(VE_DefTors,0)
VE_DefFlexVert = Xoff(VE_DefFlexVert,0)

;Pist_DefExt = Xoff(Pist_DefExt,0)
Pist_DefInt = Xoff(Pist_DefInt,0)

BR_DefSup = Xoff(BR_DefSup,0)
BR_DefInf = Xoff(BR_DefInf,0)
BR_DefFlexOr = Xoff(BR_DefFlexOr,0)

; Inverto il canale della flessione orizzontale nel braccio
BR_DefFlexOr = -BR_DefFlexOr
```

```
; Salva il ciclo estratto
SAVE Acc_X
SAVE Acc_Y
SAVE Acc_Z

SAVE Inclinometro

SAVE VE_DefFlexOr
SAVE VE_DefTors
SAVE VE_DefFlexVert

;SAVE Pist_DefExt
SAVE Pist_DefInt

SAVE BR_DefSup
SAVE BR_DefInf
SAVE BR_DefFlexOr
```

9.2 Ripetibilità

Nonostante le difficoltà presenti a livello software nel controllare la macchina, anche per Jet Packs è possibile individuare un ciclo standard. Poiché nello svolgere questo ciclo il sistema di controllo ripete sempre le stesse operazioni i movimenti effettuati dalla giostra risultano sempre gli stessi. Durante più cicli di questa tipologia ci si aspetta quindi che gli strumenti rilevino valori di deformazione, accelerazione o inclinazione uguali in cicli diversi. Va ricordato tuttavia che sono sempre presenti fattori esterni il cui contributo è piccolo, ma statisticamente sempre presente. Per questo motivo in più ripetizioni del ciclo standard non si otterranno valori esattamente uguali tra loro, ma ci si aspetta che i risultati siano compatibili tra loro e che le differenze siano molto piccole e per lo più derivanti da sfasamenti temporali. Nel seguito vengono riportati alcuni dei risultati raccolti durante più ripetizioni del ciclo standard; in questa fase non si vogliono analizzare gli andamenti dei singoli parametri o i valori numerici ottenuti quanto piuttosto effettuare un semplice confronto tra gli andamenti registrati in cicli diversi.

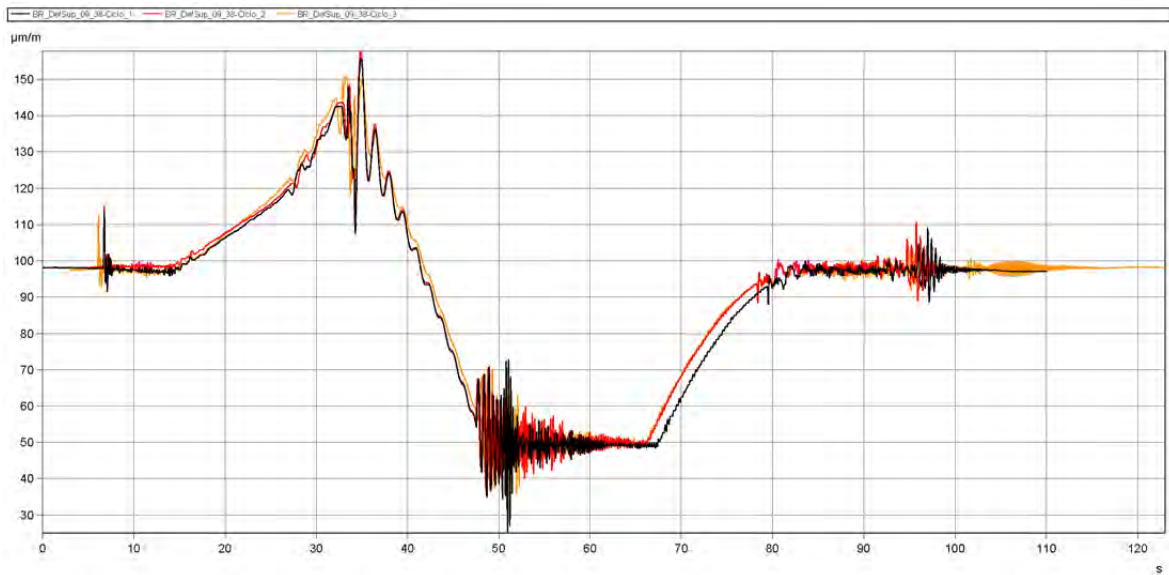


Figura 9.4: Andamento delle deformazioni registrate in corrispondenza della faccia superiore del braccio. La figura riporta le deformazioni ottenute in 3 cicli effettuati dalla giostra.

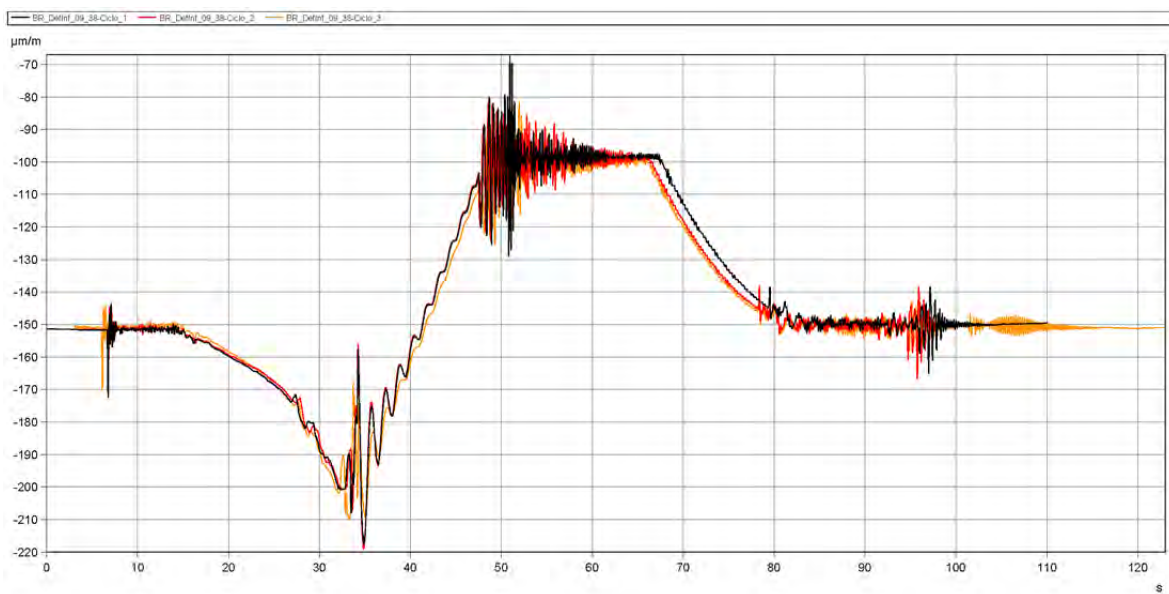


Figura 9.5: Andamento delle deformazioni registrate in corrispondenza della faccia inferiore del braccio. La figura riporta le deformazioni ottenute in 3 cicli effettuati dalla giostra.

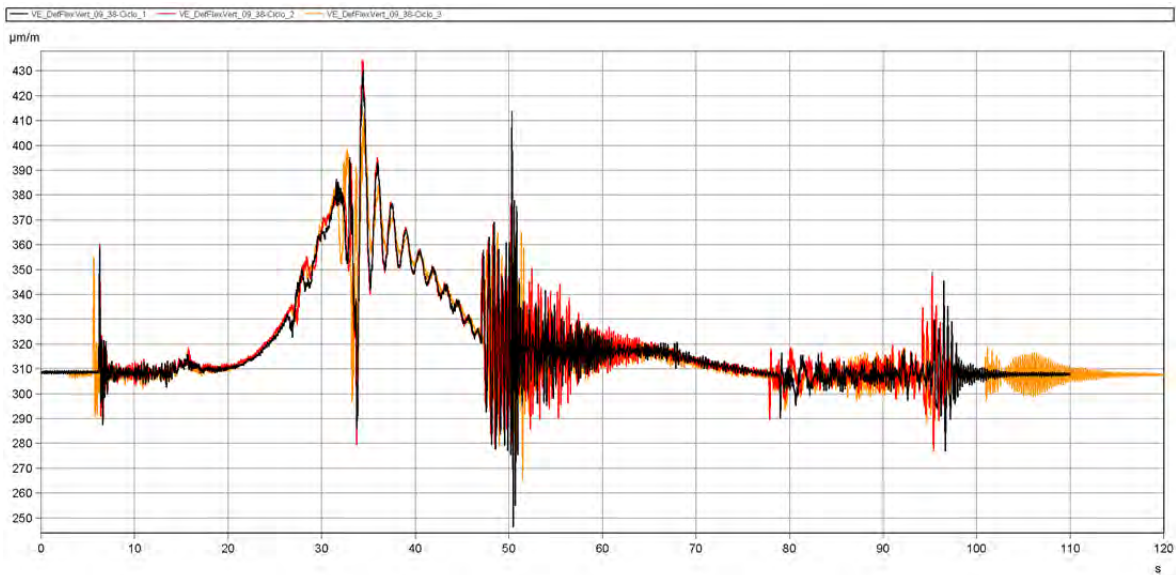


Figura 9.6: Andamento delle deformazioni dovute al momento flettente nel piano verticale nella zona del veicolo. La figura riporta le deformazioni ottenute in 3 cicli effettuati dalla giostra.

Come si evince dalle figure sopra riportate gli andamenti delle deformazioni ottenuti in cicli diversi sono pressoché sovrapponibili tra loro. Questa osservazione dimostra che l'uso del ciclo standard da luogo a fenomeni ripetibili nel tempo (non vengono riportati i grafici di tutti i parametri registrati dal momento che non presentano differenze rispetto ai tre già inseriti). In alcuni intervalli dei cicli riportati è possibile notare uno sfasamento temporale tra i valori registrati, questa discrepanza può essere dovuta a piccole modifiche software apportate tra un ciclo e l'altro per cercare di risolvere i problemi già citati di controllo. Va sottolineato tuttavia che le differenze presenti comportano solo uno sfasamento temporale: se si osserva l'andamento delle deformazioni misurate si nota infatti che questo rimane sempre lo stesso seppur traslato di qualche secondo lungo l'asse delle ascisse. Questa osservazione avvalorava l'ipotesi secondo la quale le differenze siano dovute ad una modifica software che ha allungato leggermente una fase del ciclo, traslando quindi certi intervalli di quest'ultimo, senza però alterare il movimento complessivo.

In base a quanto osservato nelle figure sopra riportate, ed alle considerazioni svolte, non è necessario discutere singolarmente ciascun ciclo registrato: essendo il ciclo standard ripetibile gli andamenti dei parametri monitorati saranno simili tra loro e le differenze a livello numerico saranno contenute.

9.3 Differenze tra ciclo simulato e ciclo reale

Prima di proseguire con l'analisi dei dati raccolti e, soprattutto, prima di andare a confrontare i dati sperimentali con i dati forniti in output da Adams[®] è necessario descrivere approfonditamente quali siano le differenze, in termini di movimenti, svolti nel ciclo simulato e in quello reale. Come già riportato al capitolo precedente, per tutto il corso delle prove sperimentali il ciclo standard preimpostato nella macchina è stato in grado di svolgere solo un numero ridotto di movimenti. Dal momento che il tipo di movimenti compiuti dalla macchina influenza sia le accelerazioni che le deformazioni registrate, è necessario premettere quali sono le differenze presenti tra cicli simulati e reali per evitare di considerare completamente errate le rilevazioni sperimentali.

Si ricordi innanzitutto che nel ciclo standard utilizzato durante le prove si realizzavano i seguenti movimenti: il centro giostra (carriage) iniziava il sollevamento verso la posizione di massima altezza, dopo circa 8 secondi veniva avviata la rotazione della giostra e, contemporaneamente, le braccia iniziavano a portarsi verso la massima altezza. Dopo circa mezzo minuto dall'inizio del ciclo le braccia raggiungevano la posizione di massima altezza e, dopo qualche secondo, iniziavano a scendere fino a tornare all'altezza minima. Questa configurazione delle braccia veniva mantenuta fino alla fine del ciclo: per circa 30 secondi quindi la giostra ruotava con le braccia ferme all'altezza minima, dopo di che iniziava a rallentare ed infine, poco prima che la rotazione si fermasse del tutto, il carriage iniziava ad abbassarsi per raggiungere la posizione di altezza minima.

Si confronti ora il ciclo appena descritto con il ciclo realizzato in Adams[®] osservando come sono stati implementati i movimenti della giostra all'interno delle simulazioni. Le figure seguenti riportano l'andamento della velocità di rotazione della giostra, della posizione del carriage, dell'inclinazione del braccio principale e dell'inclinazione del veicolo rispetto al telaio.

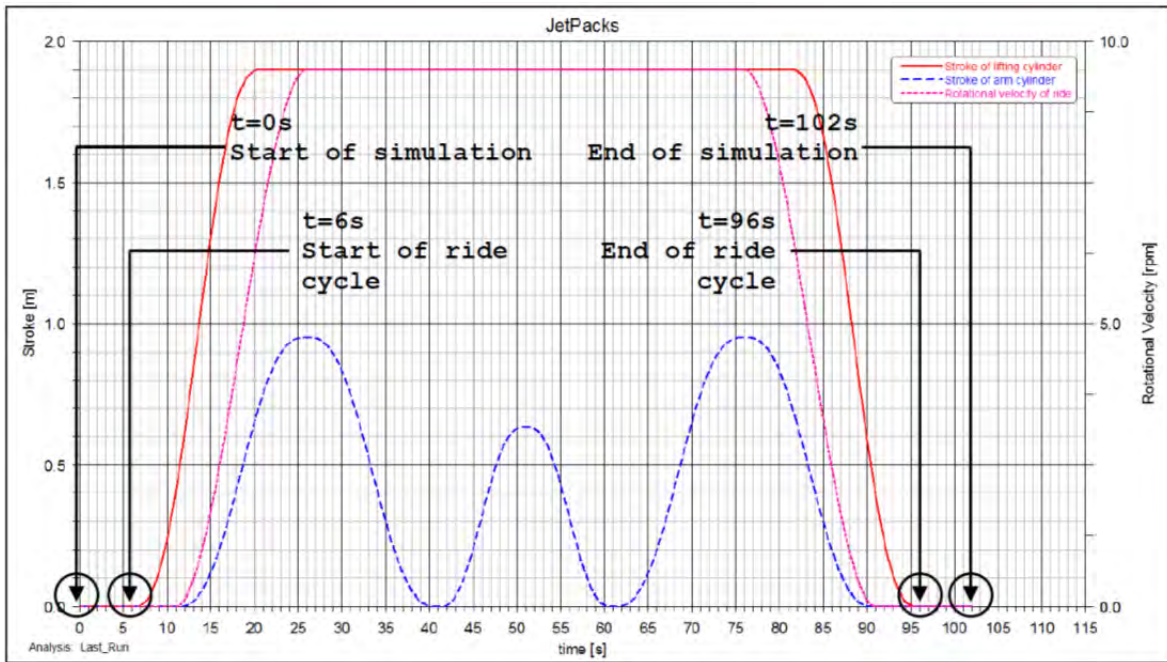


Figura 9.7: Andamento della velocità di rotazione della giostra, del posizionamento del carriage e dello sfilo del pistone di sollevamento del braccio in funzione del tempo durante le simulazioni Adams®. [7]

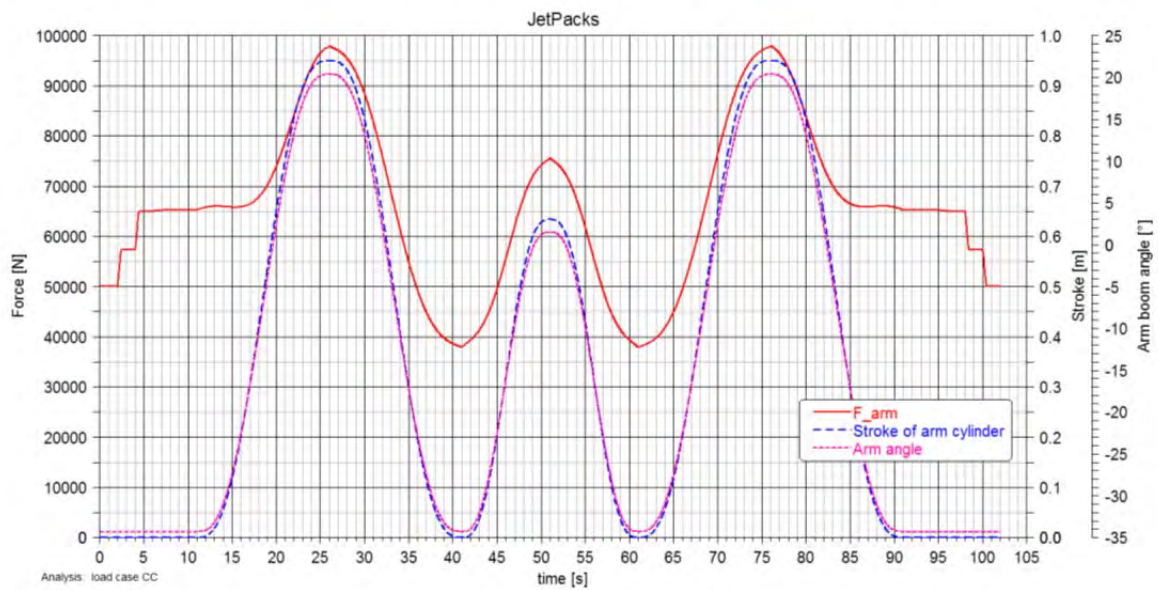


Figura 9.8: Andamento temporale dello sfilo del pistone di sollevamento del braccio, dell'angolo di quest'ultimo e della forza agente sul cilindro. [7]

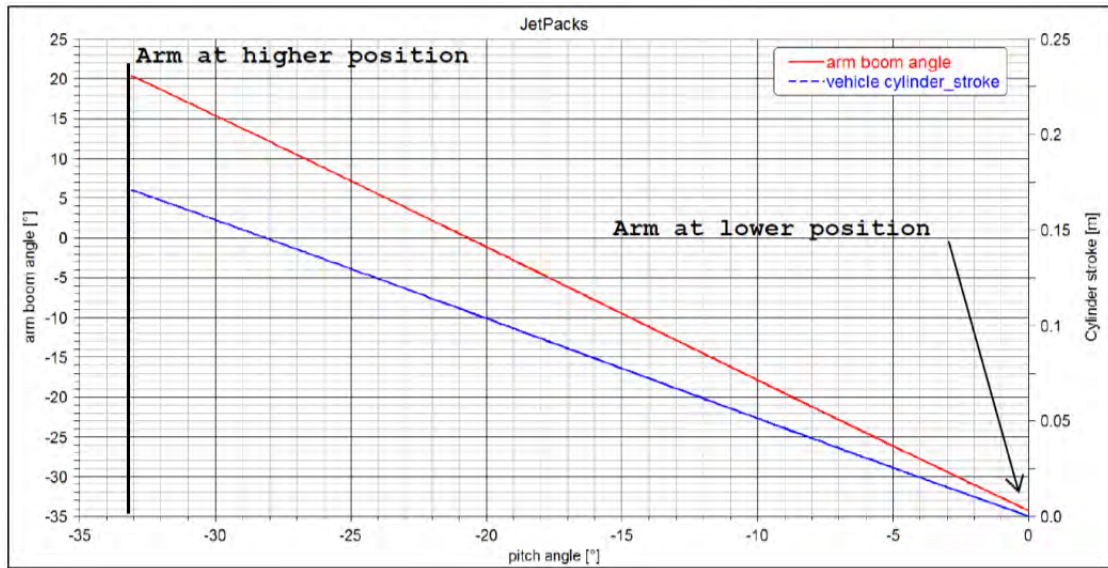


Figura 9.9: Relazione che lega l'inclinazione della zona veicolo all'angolo di inclinazione del braccio principale della giostra. [7]

Le differenze più importanti tra movimenti simulati e movimenti reali possono essere viste nell'andamento dell'angolo di inclinazione del braccio e nell'inclinazione dei passeggeri rispetto al telaio. Partendo da quest'ultimo aspetto si osserva che nel ciclo simulato i sedili dei passeggeri possono ruotare rispetto al tubolare di supporto. In particolare, l'angolo di rotazione è direttamente proporzionale all'angolo di inclinazione del braccio. Quando dunque il braccio è all'altezza minima l'attuatore che posiziona i sedili si trova allo sfilo minimo, mentre quando il braccio raggiunge l'altezza massima i passeggeri si trovano inclinati in avanti. Questo movimento modifica la posizione del baricentro in funzione dello sfilo dell'attuatore. Dal momento che il telaio utilizzato per le prove non disponeva di un analogo dispositivo per modificare il posizionamento delle zavorre, il baricentro del veicolo è rimasto fisso per tutto il tempo del ciclo. A causa di questa limitazione non è ovviamente possibile registrare l'influenza di questo movimento sui parametri di sollecitazione. Si noti, che visto il tipo di variazione di posizione, ci si aspetta che questo movimento abbia la massima influenza sul momento torcente.

Per quanto riguarda il braccio principale invece, l'angolo di inclinazione varia continuamente durante le simulazioni numeriche: partendo dalla posizione di altezza minima il braccio compie complessivamente tre cicli di sollevamento e abbassamento di cui quello intermedio non raggiunge la posizione di altezza massima. Nel ciclo reale invece, come già detto, il braccio svolgeva solo un ciclo completo per poi restare alla posizione di altezza minima.

Questa differenza di comportamento avrà un impatto su tutti i parametri misurati ed in particolar modo sui momenti flettenti nel piano verticale e le accelerazioni.

Le osservazioni appena esposte dovranno essere tenute in considerazione per tutto il resto dell'analisi poiché queste differenze di andamento temporale a livello di posizionamento avranno delle conseguenze su tutti i parametri misurati.

Anche durante le prove su Dumbo si è ottenuto un ciclo reale leggermente diverso da quello simulato; tale discrepanza ha portato in quel caso ad uno sfasamento temporale nell'andamento dei parametri di sollecitazione. Nel caso di Jet Packs gli andamenti presenteranno differenze ancora maggiori viste le abbondanti discrepanze tra movimenti simulati e reali. Tuttavia, come già visto in Dumbo, ci si aspetta che queste differenze non influenzino i valori numerici dei parametri di sollecitazione, che dovrebbero quindi essere confrontabili (seppur in istanti di tempo diversi) con quanto ottenuto da Adams[®]. Il momento torcente è l'unico parametro che potrebbe presentare marcate differenze tra dati sperimentali e risultati numerici poiché, come si è visto, manca completamente la possibilità di modificare la posizione del baricentro del veicolo.

9.4 Accelerazioni

L'installazione di un accelerometro a 3 assi ha permesso di registrare le accelerazioni subite dai passeggeri durante il funzionamento della giostra. Anche in questo caso sono stati considerati due diversi posizionamenti per lo strumento: uno conforme alla normativa americana ed uno invece conforme alla normativa cinese. Dalla figura 9.10 si può notare che la differenza di posizionamento tra le due normative è contenuta, quindi, come già accaduto per Dumbo, ci si aspettano piccole differenze nei valori di accelerazione misurati.

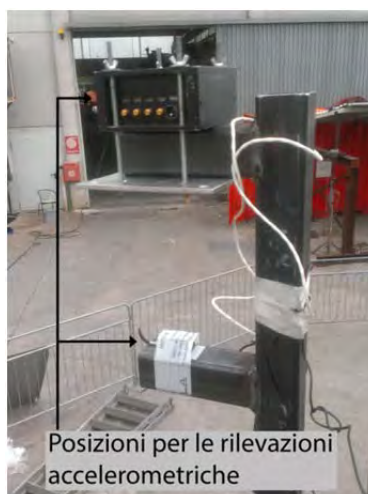


Figura 9.10: *Differenti posizioni per l'accelerometro secondo la normativa americana e cinese. I due punti di misura distano tra loro 267 mm.*

Si riporta innanzitutto uno schema di riferimento per direzioni e versi delle accelerazioni misurate. Secondo tale schema l'asse x misura l'accelerazione nella direzione del moto, l'asse y quella nella direzione radiale e l'asse z infine è disposto verticalmente. La disposizione verticale di quest'ultimo asse farà registrare il contributo derivante dalla gravità (1 g) a cui si sovrapporranno le accelerazioni imposte dalla giostra in direzione verticale.

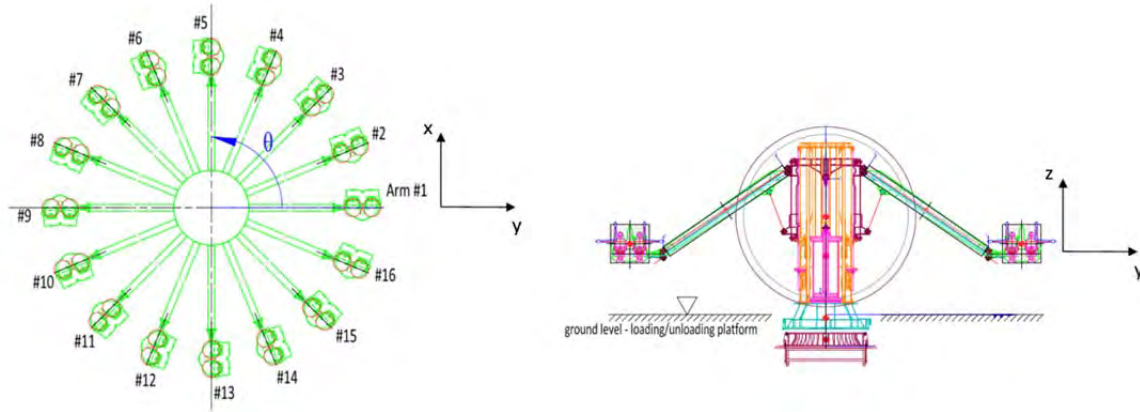


Figura 9.11: Sistema di riferimento per la misura dell'accelerazione. ⁸

A differenza di quanto accaduto in Dumbo, per Jet Packs il sistema di riferimento rimane lo stesso anche quando si cambia la posizione dell'accelerometro. In questo caso infatti la staffa di supporto è stata posizionata in maniera tale da poter fissare lo strumento mantenendo l'asse z verso l'alto (in Dumbo quando si fissava l'accelerometro nella posizione inferiore era necessario capovolgerlo, si veda figura 3.26, mentre in Jet Packs lo strumento mantiene lo stesso verso, si veda figura 9.10).

Le figure seguenti riportano i risultati ottenuti con i due diversi posizionamenti dell'accelerometro durante due differenti cicli standard.

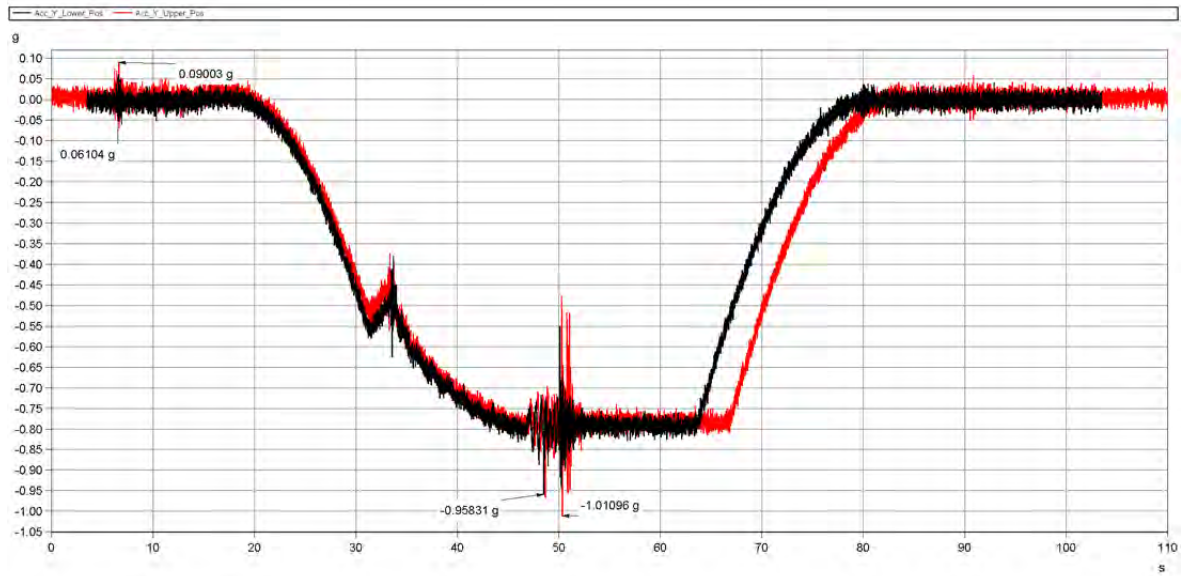


Figura 9.12: Accelerazione radiale misurata con l'accelerometro posto nelle posizioni previste dalle due normative.

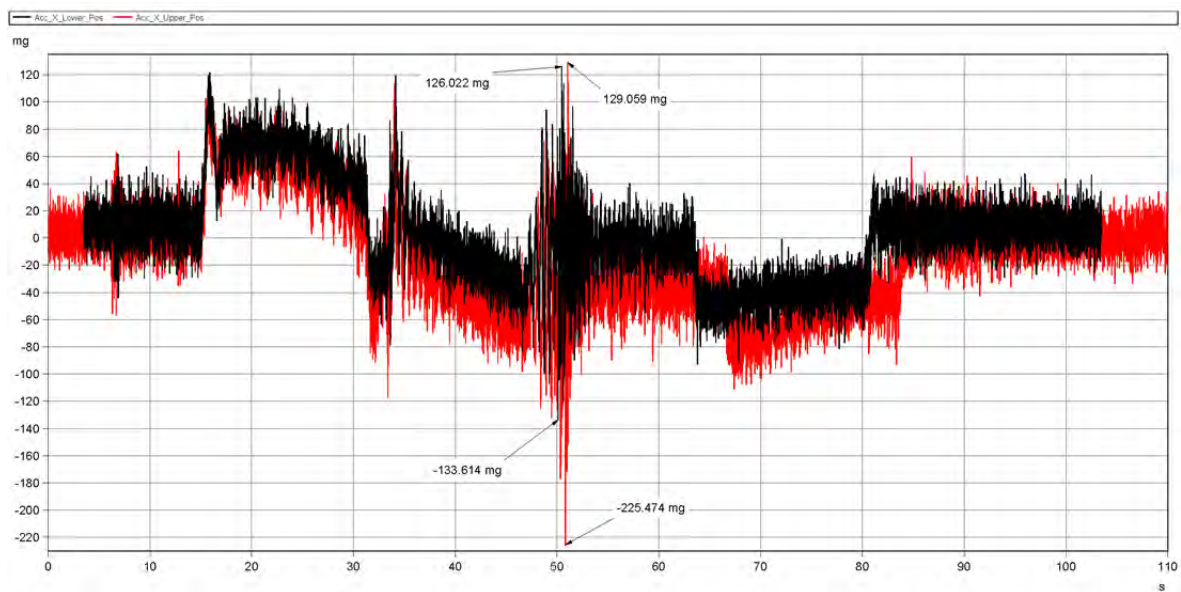


Figura 9.13: Accelerazione nella direzione del moto misurata con l'accelerometro posto nelle posizioni previste dalle due normative.

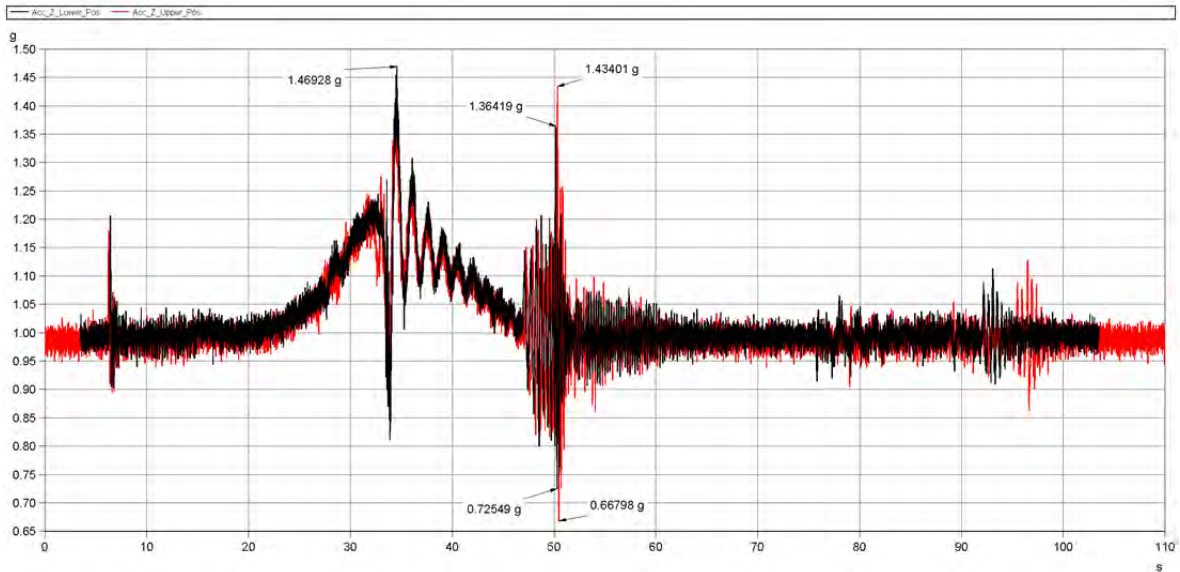


Figura 9.14: Accelerazione verticale misurata con l'accelerometro posto nelle posizioni previste dalle due normative.

Dalle figure sopra riportate si può notare che le differenze presenti a livello di accelerazione tra i due diversi posizionamenti sono estremamente contenute. Gli scostamenti più marcati si presentano per l'accelerazione nella direzione del moto, ma, anche in questo caso, le differenze numeriche sono contenute e pari a circa 20 mg. Come già visto anche per Dumbo la differenza di posizionamento tra le due normative non ha un'influenza marcata sui risultati, per questo motivo nel seguito si tratteranno indistintamente le due posizioni di misura. Infine, si noti che anche nelle accelerazioni, come già visto nelle deformazioni, è presente un evidente sfasamento temporale nelle ultime fasi del ciclo. Questo fenomeno è particolarmente evidente in figura 9.12. Come già ipotizzato precedentemente tale discrepanza può essere dovuta ad una modifica apportata al sistema di controllo nel corso delle prove.

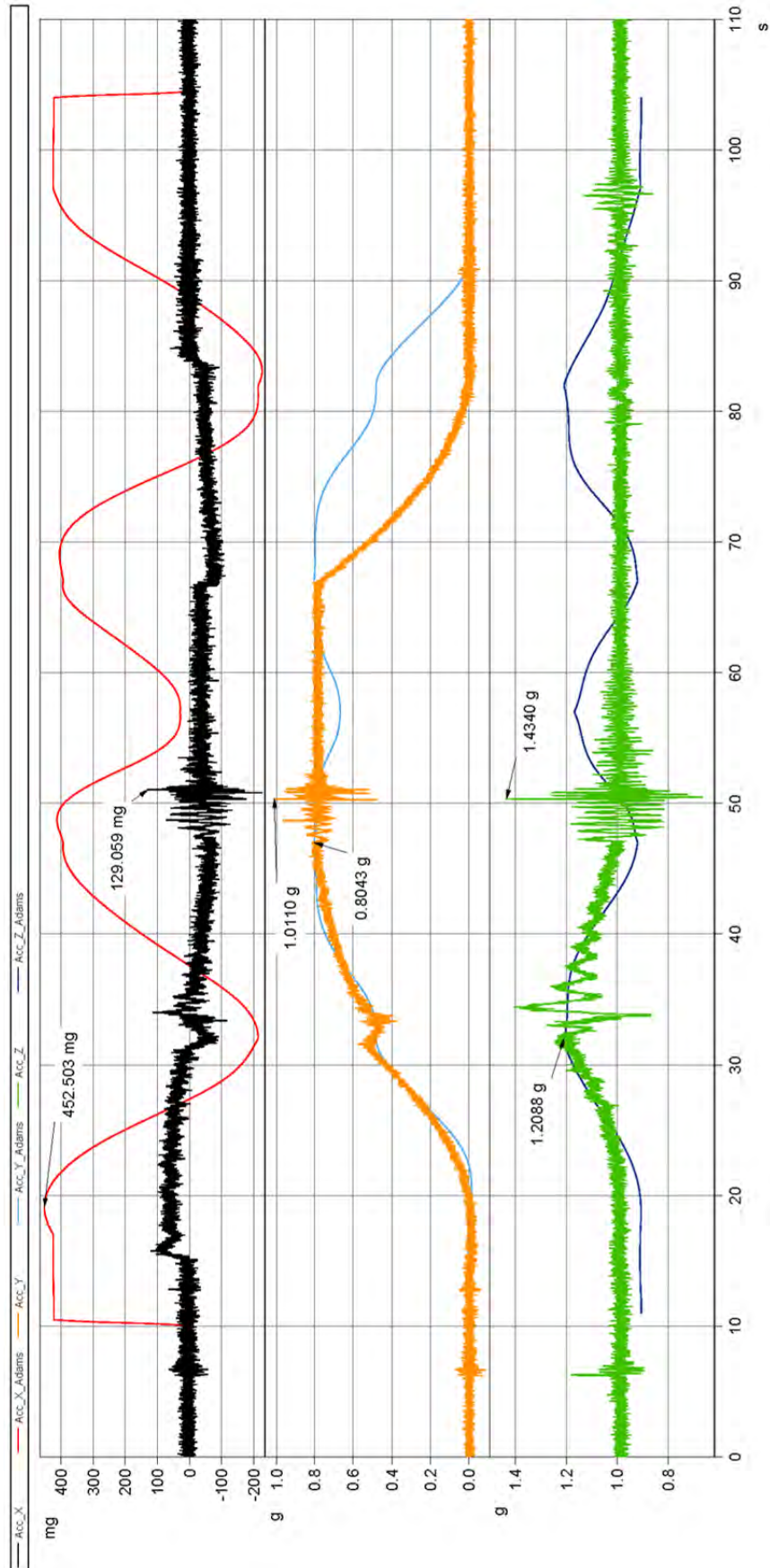


Figura 9.15: Confronto tra valori di accelerazione sperimentali e numerici. Il ciclo sperimentale a cui ci si riferisce è il primo ciclo standard delle 938.

La figura 9.15 riporta un confronto tra le accelerazioni previste dalla simulazione numerica svolta in Adams[®] e i dati sperimentali raccolti durante le prove. Per analizzare questi risultati deve essere ricordato quanto detto al paragrafo 9.3 circa le differenze tra movimenti reali e simulati. Alla luce di ciò, facendo riferimento prevalentemente alla prima fase del ciclo, si osserva che i risultati coincidono per quanto riguarda i valori dell'accelerazione lungo l'asse z e lungo l'asse y (si veda figura 9.11 per conoscere la disposizione degli assi nelle misure accelerometriche). La stessa conclusione non può essere tratta per l'accelerazione lungo l'asse x poiché in questo caso i valori numerici sono significativamente differenti rispetto a quanto registrato sperimentalmente. A fronte di questo risultato si è inizialmente supposto che lo strumento non fosse stato posizionato correttamente lungo gli assi di misura, tuttavia, nel caso si fosse realizzata questa ipotesi, anche le accelerazioni lungo gli altri assi avrebbero dovuto risentire di questo effetto e si sarebbero ottenuti valori errati in almeno due dei tre assi. Infine, confrontando le rilevazioni accelerometriche qui riportate con quelle raccolte da Zamperla (con un altro accelerometro) si è verificato che i risultati sperimentali forniti dai due strumenti coincidevano. In base a questa osservazione si può supporre che i dati sperimentali raccolti siano attendibili e che quindi durante le prove la macchina accelerasse più lentamente di quanto previsto nelle simulazioni.

Osservando la figura 9.15 si nota inoltre che i fenomeni vibratorii derivanti dal raggiungimento della posizione di altezza massima o minima per il braccio comportano in Jet Packs picchi di accelerazione inferiori a quanto si aveva in Dumbo. Questa stessa osservazione verrà fatta più avanti facendo riferimento alle deformazioni derivanti dal momento flettente nel piano verticale.

Si ritrova quindi, fin da questa prima osservazione, il collegamento tra accelerazioni e deformazioni/parametri di sollecitazione già menzionato in Dumbo. A fronte di picchi di accelerazione minore ci si aspetta che anche i parametri di sollecitazione presentino variazioni di ampiezza minori all'innescarsi dei fenomeni vibratorii.

Nelle figure seguenti verranno descritti i risultati ottenuti nei diversi cicli registrati, in particolare si prenderanno in considerazione i cicli in cui si sono ottenuti i valori massimi per le diverse grandezze. Quest'osservazione non deve tuttavia far dimenticare quanto detto precedentemente circa la ripetibilità: sebbene nel seguito si prenderanno in considerazione solo alcuni dei cicli registrati non si deve pensare che questi siano drasticamente differenti rispetto agli altri. Il ciclo contenente il valore massimo è preso come riferimento, ma è complessivamente simile agli altri che non verranno riportati.

Partendo, come già fatto per Dumbo, dall'accelerazione centrifuga (si faccia attenzione che in Jet Packs è disposta lungo l'asse y mentre in Dumbo era lungo x) si riporta in figura 9.16 il secondo ciclo standard delle 10.15 durante il quale si è registrato il valore massimo per tale parametro.

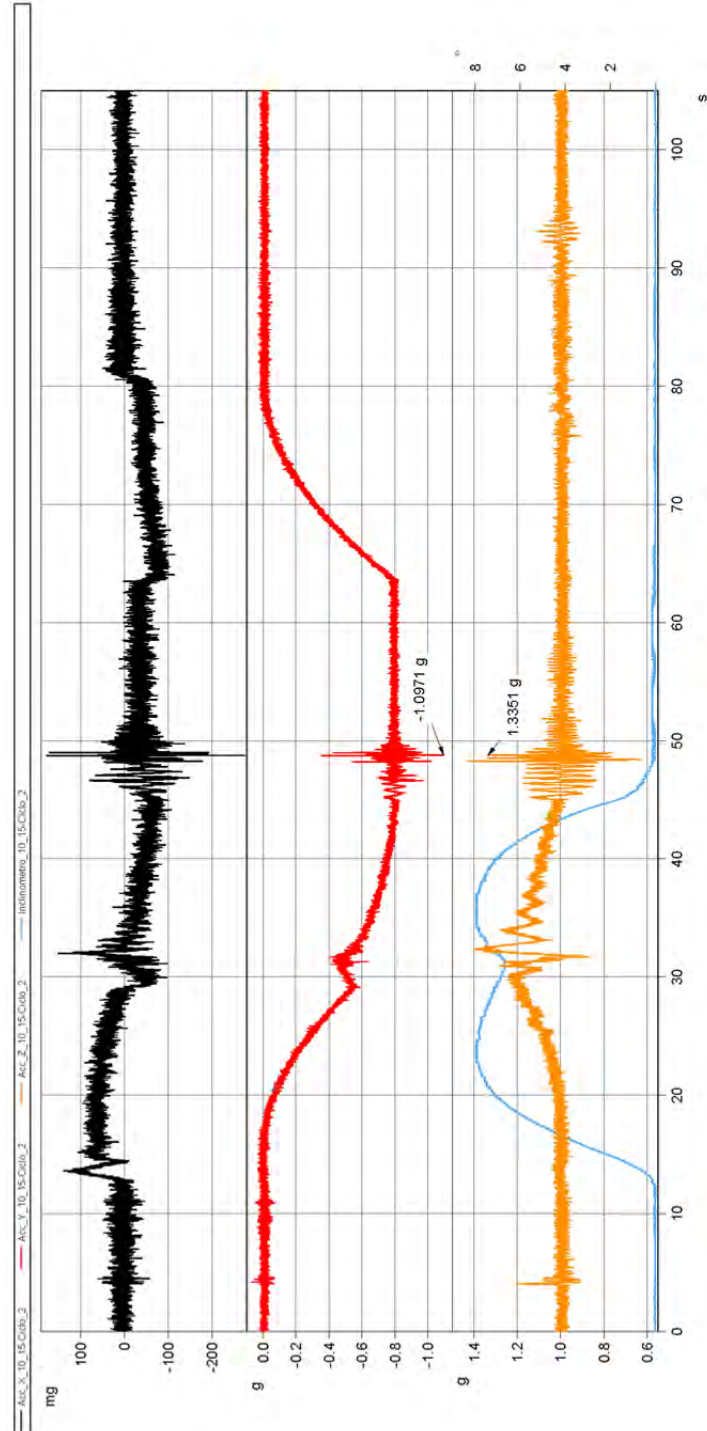


Figura 9.16: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo standard delle ore 10.15, durante tale ciclo si è registrato il valore massimo assoluto per l'accelerazione radiale.

Prima di analizzare più precisamente i risultati si osservi il canale relativo all'inclinometro. Come si può notare, il valore massimo registrato è pari a circa 8° . Tale valore non risulta

essere compatibile con quanto teoricamente prevedibile e nemmeno con quanto osservabile fisicamente guardando la macchina in funzionamento.

Il posizionamento dell'inclinometro fa sì che non si misuri direttamente l'escursione angolare del braccio principale, ma un angolo che dovrebbe essere trasformato secondo le leggi del quadrilatero articolato per risalire all'inclinazione del braccio. Nonostante quest'osservazione il valore di escursione misurato dovrebbe essere superiore ai 40° e questo fa quindi ipotizzare un qualche malfunzionamento del sistema di misura durante le prove. (Si può valutare l'escursione che dovrebbe realizzarsi sia dai modelli CAD che, in maniera approssimata, osservando la macchina durante i cicli). In seguito all'ottenimento di questi risultati, ovvero al termine delle prove, si è verificato il corretto funzionamento dello strumento con una procedura analoga a quella per la sua taratura. Durante quest'ulteriore prova lo strumento ha indicato correttamente gli angoli e non è quindi stato possibile ottenere una funzione di trasferimento con cui correggere i dati registrati durante le prove sulla giostra. Inoltre, non è stato nemmeno possibile operare una scalatura dei valori applicando un fattore di conversione lineare: essendo il meccanismo in questione un quadrilatero articolato nella descrizione del moto concorrono termini trigonometrici non lineari.

Confrontando infine l'andamento dell'angolo con i valori temporali dei movimenti della giostra durante il ciclo e con gli andamenti degli altri parametri si è osservato che questo canale fornisce comunque un'indicazione utile sulla posizione del braccio. Per questo motivo si è scelto di non procedere con la trasformazione dell'angolo secondo le leggi del quadrilatero (partendo da un valore sbagliato si otterrebbe solamente un altro valore sbagliato), ma di utilizzare comunque questo canale come riferimento. Nell'osservare il grafico, quindi, si consideri la posizione corrispondente ad 8° come la posizione prossima a quella di altezza massima del braccio ($+20^\circ$ rispetto all'orizzontale) e quella pari a 0° come la posizione di altezza minima (-34° rispetto all'orizzontale). In particolare si noti che il punto di altezza massima è raggiunto in corrispondenza della leggera diminuzione di angolo che comporta una cuspide nell'andamento del segnale. Questa conclusione è avvalorata dai valori di accelerazione che presentano dei picchi in corrispondenza di tale istante.

Si torni ora ad osservare l'andamento delle accelerazioni, nell'analizzare il grafico di figura 9.16, e anche i seguenti, si ritroveranno molte delle considerazioni già fatte anche per Dumbo. Innanzitutto, nel considerare il valore di picco registrato si osservi che questo si verifica in corrispondenza del raggiungimento della posizione di altezza minima per il braccio. Come già osservato più volte, al raggiungimento di questa, o analoghe posizioni, si innescano dei fenomeni vibratorii nella zona del veicolo, e, in misura minore, in tutto il braccio. A tal

proposito si ricordi quanto già detto in Dumbo: la presenza di questi fenomeni porta con se dei picchi nei valori di accelerazione/tensione rilevati che non sono però i valori di esercizio tipici della macchina.

Il fenomeno vibratorio infatti, come ben visibile nel grafico, è contenuto in un periodo temporale inferiore ad un secondo ed inoltre i picchi di accelerazione durano meno di un centesimo di secondo. Il picco registrato non deve quindi essere ritenuto il valore di riferimento per l'accelerazione subita dal passeggero durante il ciclo.

Come ulteriore termine di confronto per valutare i risultati sperimentali si riporta il valore di accelerazione centrifuga calcolabile secondo un modello analitico:

$n = 9.5 \text{ rpm}$, regime rotazionale nominale della giostra

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot n = \frac{\pi}{30} \cdot 9.5 = 0.9948 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \text{velocità angolare nominale} \quad (9.16)$$

$$a_{cf} = \omega^2 \cdot r \quad (9.17)$$

$r = 7.96 \text{ m}$, nella posizione con braccio abbassato

$$a_{cf} = \omega^2 \cdot r = 0.9948^2 \cdot 7.96 = 7.88 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0.8030 g \quad (9.18)$$

Questo risultato è compatibile con quanto ottenuto sperimentalmente e numericamente per l'accelerazione centrifuga nella posizione di braccio abbassato.

Di seguito si riportano le accelerazioni verificatesi durante il primo E-Stop registrato alle 10.39. In tale ciclo si sono ottenuti i valori massimi sia per l'accelerazione nella direzione del moto che per quella in direzione verticale.

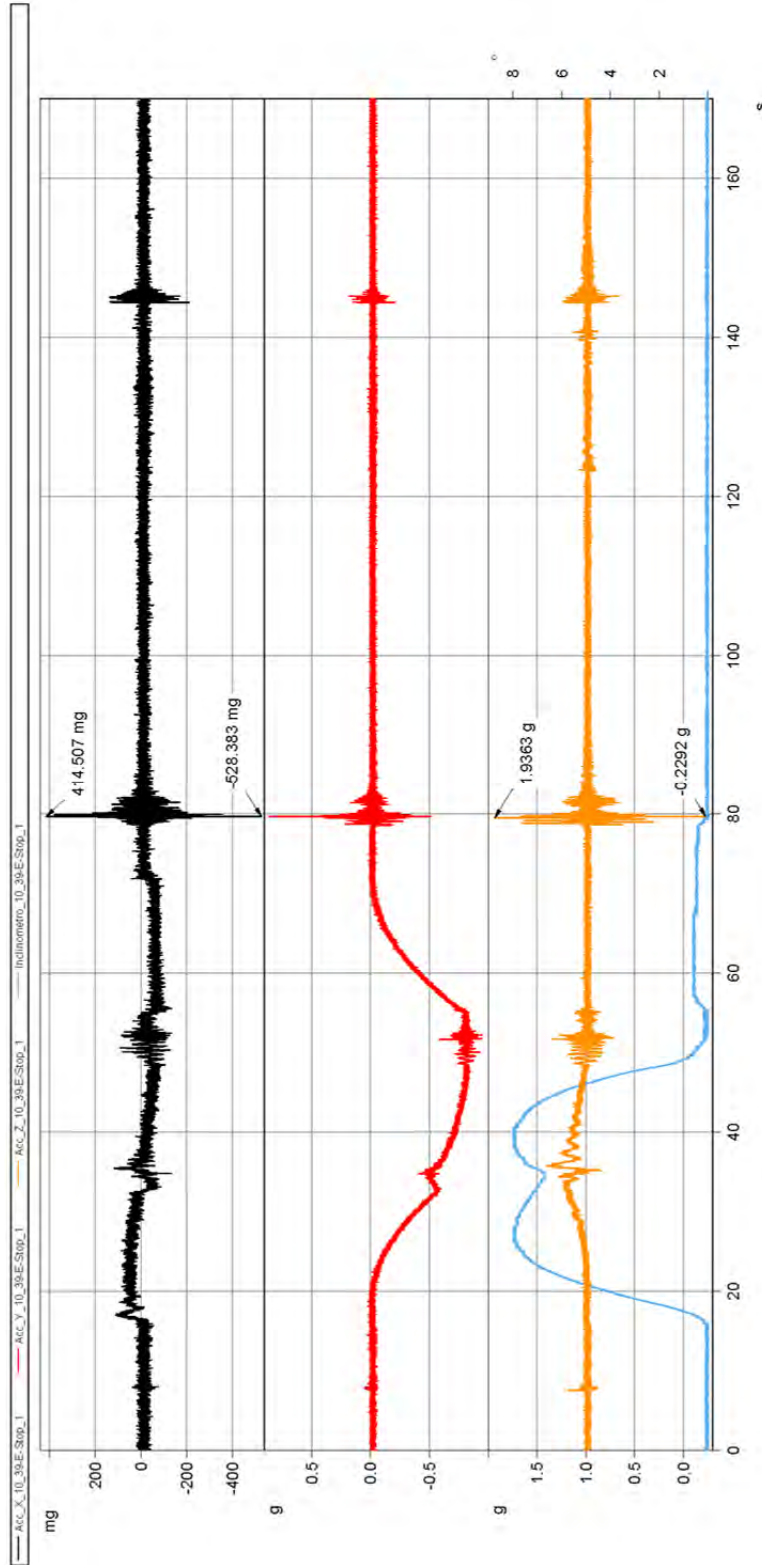


Figura 9.17: Andamento delle accelerazioni e dell'inclinazione registrati durante il ciclo delle ore 10.39, durante tale ciclo si è registrato il valore massimo assoluto per l'accelerazione nella direzione verticale e per l'accelerazione nella direzione del moto.

In questo caso il picco di accelerazione si registra per entrambi i canali nell'istante in cui il movimento di rotazione della giostra si interrompe completamente. Inoltre si riporta di seguito un confronto tra le accelerazioni in un ciclo standard ed in un ciclo con E-Stop.

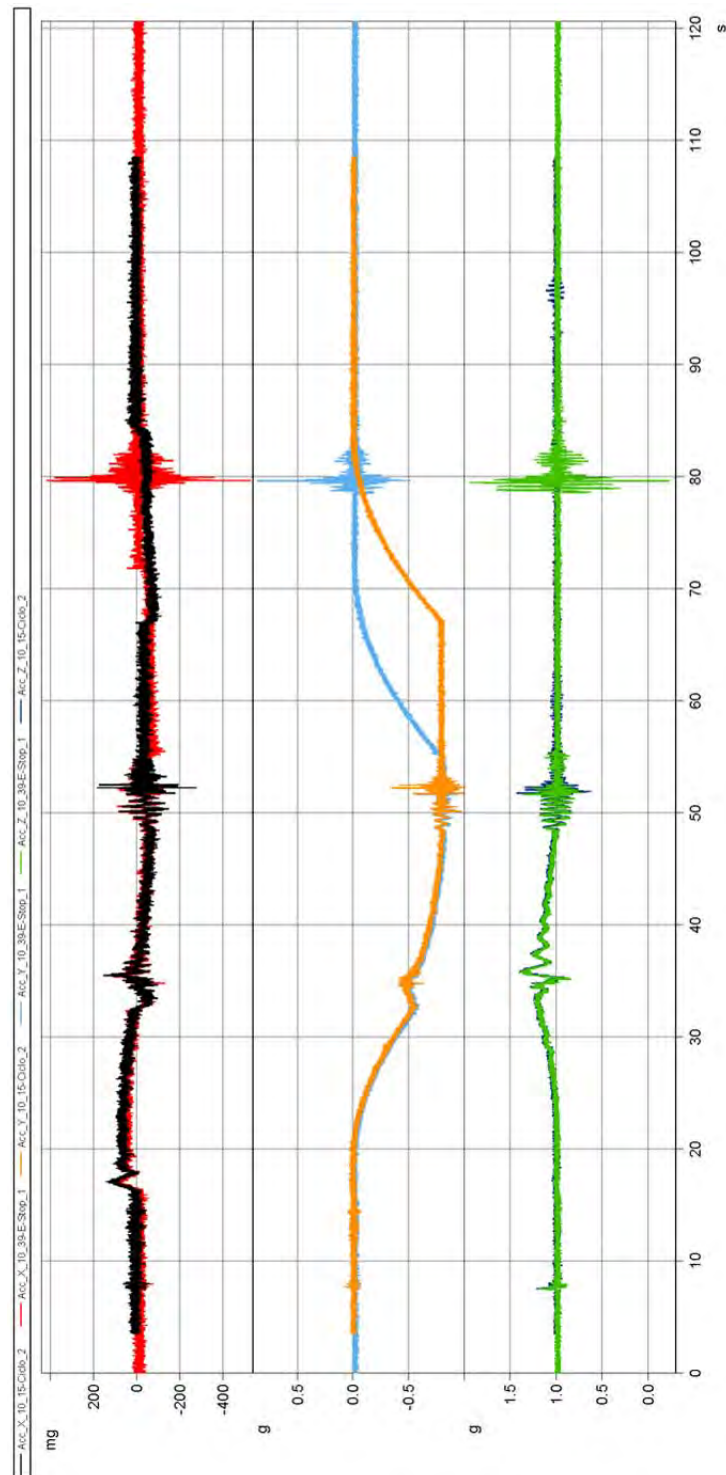


Figura 9.18: Confronto tra le accelerazioni ottenute durante un ciclo standard ed un ciclo con E-Stop.

Come si evince dalla figura sopra riportata vale ancora quanto detto per Dumbo: durante quasi tutta la frenata di emergenza i valori di accelerazione non sono particolarmente elevati. Questo

risultato trova conferma dall'osservazione della macchina: il rallentamento che si può notare è, anche nel caso dell'emergenza, un fenomeno di lieve entità.

Va sottolineato che il picco di accelerazione si verifica nella fase finale della frenata ad indicare che l'ultimo istante dell'arresto della macchina avviene in maniera brusca. Ulteriori considerazioni circa le cause di questo evento verranno riportate in seguito discutendo i risultati estensimetrici ottenuti per il terminale del pistone e gli altri componenti.

Per quanto riguarda l'accelerazione lungo l'asse verticale, si noti che il valore di picco misurato è stato ottenuto in corrispondenza dell'inizio di un fenomeno vibratorio. Ancora una volta quindi viene sottolineata l'importanza di questo tipo di evento che non è modellato con Adams[®] e richiede quindi un opportuno coefficiente di amplificazione.

Deve essere notato tuttavia che i fenomeni vibratorii si presentano più lievi in Jet Packs rispetto a quanto si osservava in Dumbo. Questa osservazione può essere fatta sia per quanto riguarda l'ampiezza del fenomeno che per la sua durata. Questo comportamento verrà ritrovato nel corso di tutta l'analisi dei risultati a dimostrazione del fatto che le proprietà di rigidità e di smorzamento di questa seconda giostra sono diverse rispetto a quelle di Dumbo. Ulteriori considerazioni circa le differenze tra le due giostre verranno esposte in seguito.

Infine, si osservi in figura 9.17 l'influenza della discesa del carriage: ad un tempo pari a circa 145 secondi il centro giostra raggiunge la posizione di minimo. Come intuibile anche questo evento porta con sé delle oscillazioni che si propagano lungo tutto il braccio fino alla zona del veicolo.

9.5 Terminale del pistone

In seguito alla rottura dell'estensimetro posto sul lato esterno del terminale del pistone non è stato possibile registrare le deformazioni in tale punto. Per questo motivo, non avendo a disposizione entrambi i canali estensimetrici, non è stato possibile risalire ai parametri di sollecitazione agenti sul componente.

L'unica operazione possibile durante l'analisi dei dati è stata quindi quella di calcolare la tensione agente nel punto di misura. Questo risultato è comunque importante e da non tralasciare poiché può fornire indicazioni sulla validità dei modelli numerici.

I parametri di sollecitazione calcolati con Adams[®] vengono inseriti in Ansys[®] per effettuare il dimensionamento e la verifica dei componenti. Se i valori di tensione ottenuti con il software ad elementi finiti risultano compatibili con quanto misurato sperimentalmente si possono ugualmente validare i modelli numerici. Pur non conoscendo la scomposizione reale dei

parametri di sollecitazione se ne verifica infatti il risultato finale derivante dalla sovrapposizione delle componenti in termini di tensione.

I parametri di sollecitazione forniti da Adams[®] sono ottenuti rispetto ad un sistema di riferimento posto in corrispondenza del centro dello snodo sferico (figura 9.19).

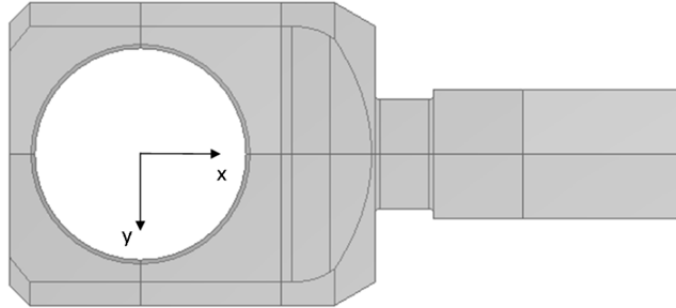


Figura 9.19: Illustrazione del sistema di riferimento utilizzato per i parametri di sollecitazione forniti in output da Adams[®].

Conoscendo i valori dello sforzo assiale in questo punto e applicando le formule fornite da SKF per l'uniball, è possibile risalire al momento flettente generato dall'attrito. Le relazioni da utilizzare sono le seguenti:

$$M_f = N \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \cdot \text{sgn}(\omega) \quad (9.19)$$

con:

N = sforzo assiale

μ = coefficiente d'attrito, pari a 0.15

D = diametro dello snodo sferico, pari a 105 mm

$\text{sgn}(\omega)$ = segno della velocità di rotazione relativa dell'uniball

Inoltre, conoscendo da Adams[®] il valore del taglio agente è possibile calcolare il momento flettente in una sezione qualsiasi.

La tensione agente nel punto di misura origina dalla somma della tensione causata dallo sforzo normale a quella dovuta al momento flettente. Ovviamente, la tensione derivante da quest'ultimo parametro si sovrapporrà a quella derivante dalla sollecitazione assiale andando a sommarsi su un lato del componente e a sottrarsi sull'altro. In sintesi:

$$\sigma_N = \frac{N}{A} \quad (9.20)$$

$$\sigma_{M_f} = \frac{M_f}{W} \quad (9.21)$$

$$\sigma_{TOT} = \sigma_N \pm \sigma_{M_f} \quad (9.22)$$

Utilizzando le formule sopra riportate a partire dai valori forniti da Adams[®], si possono ottenere i seguenti andamenti per i valori della tensione sui due lati del componente:

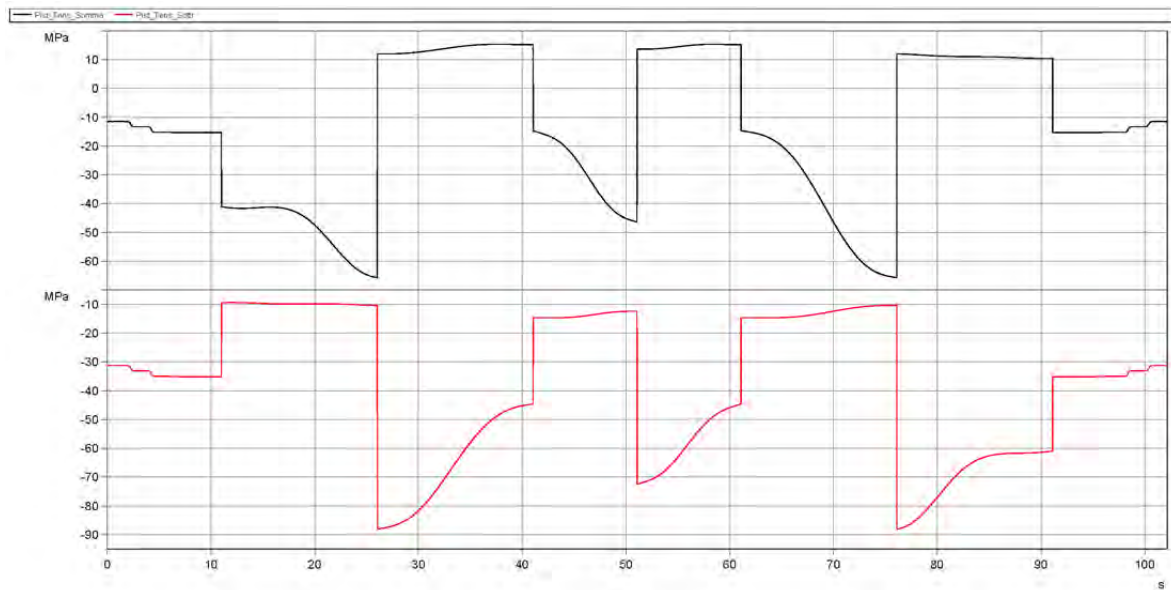


Figura 9.20: Andamento temporale delle tensioni sui due lati del terminale del pistone.

Questi valori di tensione sono stati calcolati sul componente modificato e possono quindi essere confrontati direttamente con quanto misurato sperimentalmente. La figura seguente rappresenta, oltre alle tensioni già riportate sopra, anche le tensioni misurate con l'estensimetro.

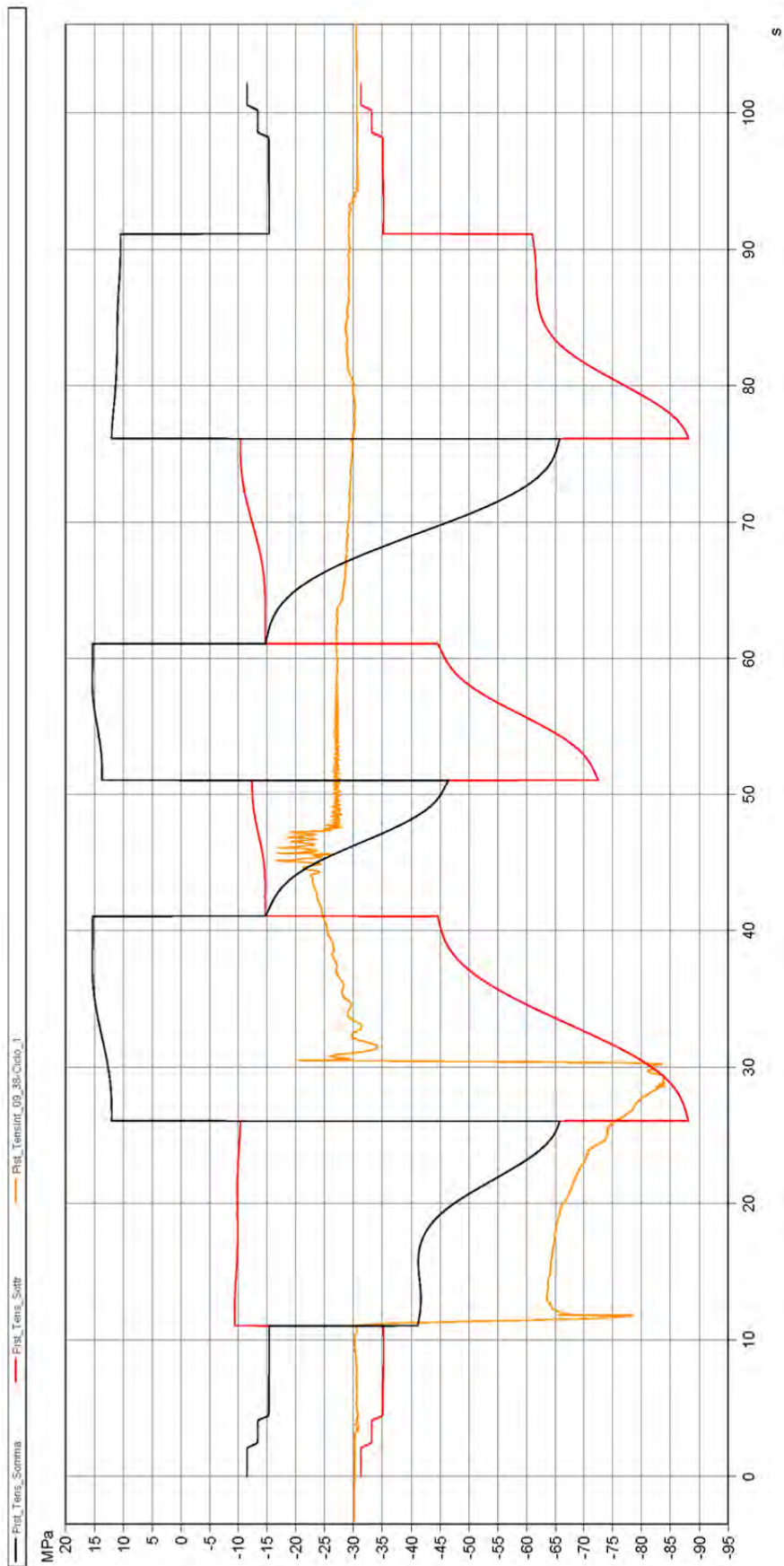


Figura 9.21: Confronto tra le tensioni previste dal modello numerico e le tensioni ottenute sperimentalmente.

Osservando a prima vista la figura 9.21 si potrebbe pensare che le rilevazioni sperimentali o i modelli numerici siano completamente sbagliati. Tuttavia, come si è già osservato in Dumbo alla figura 5.21, la relazione proposta da SKF per calcolare il momento flettente generato dall'attrito risulta essere estremamente semplificata se confrontata con il reale rapporto tra lo sforzo normale ed il momento flettente misurati.

Anche in Jet Packs quindi, come già per Dumbo, il rapporto tra i due parametri di sollecitazione ipotizzato dalle formule analitiche non rispecchia quanto si trova poi sperimentalmente. Questa conclusione, trovata a livello di parametri di sollecitazione in Dumbo, risulta molto utile in Jet Packs per spiegare la discrepanza tra valori sperimentali e numerici. Senza le conclusioni tratte nella prima giostra, infatti, sarebbe impossibile adesso determinare le cause della differenza tra valori sperimentali e numerici.

Nonostante questa prima osservazione circa la semplicità delle formule analitiche, è importante ricordare quanto si era già detto anche in Dumbo: sebbene le formule proposte da SKF risultino essere molto semplificate e non in grado di cogliere nel dettaglio l'andamento del momento flettente, rimangono comunque un ottimo punto di riferimento per il dimensionamento dei componenti. Anche in Jet Packs si nota, infatti, che i valori di tensione previsti dai modelli analitici risultano essere simili a quanto poi si ottiene sperimentalmente. Alla luce di ciò se ne può concludere anche in questo caso che il dimensionamento effettuato basandosi sui modelli analitici risulta corretto. Inoltre, pur non avendo a disposizione la scomposizione dei parametri di sollecitazione sperimentali si può affermare che i parametri di sollecitazione previsti a livello numerico sono compatibili con quanto ottenuto sperimentalmente. Si può giungere a questa conclusione dal momento che i valori di tensione numerici e sperimentali risultano compatibili tra loro, risultato ottenibile solamente partendo da parametri di sollecitazione numerici corretti.

Si riporta di seguito l'andamento delle tensioni nel terminale del pistone durante un E-Stop.

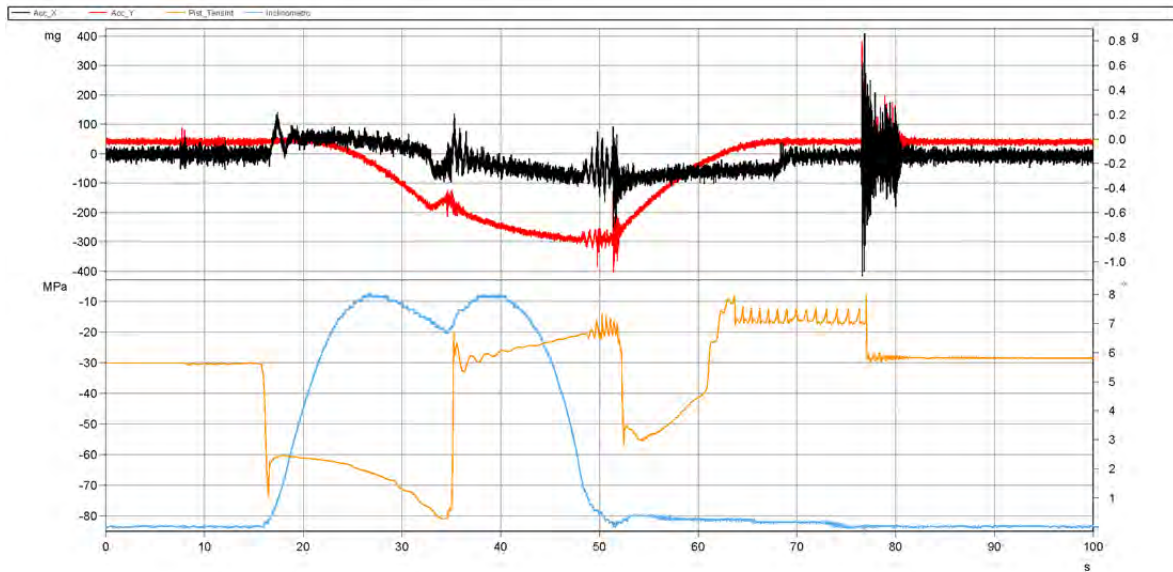


Figura 9.22: Andamento della tensione durante un ciclo con E-Stop, si riportano nella figura anche le accelerazioni ed il valore registrato dall'inclinometro.

Come si può osservare l'andamento è simile a quanto già visto precedentemente e, nel complesso, l'evento E-Stop non è gravoso per il componente. Si noti, cosa già visibile nei grafici dell'accelerazione, e che trova conferma in questo grafico, che in seguito alla pressione dell'E-Stop il braccio tende a sollevarsi rispetto alla posizione di altezza minima.

Questo fenomeno, visibile anche nei valori misurati dall'inclinometro, risulta evidente a livello di tensione: alla pressione del pulsante di emergenza nel pistone si verifica un ulteriore ciclo di carico simile a quanto accade durante un sollevamento e successivo abbassamento. Ricollegandosi ora alle rilevazioni accelerometriche, è proprio questo abbassamento finale a generare i fenomeni vibratorii descritti precedentemente. Per confermare questa ipotesi si può fare riferimento a figura 9.18: per un tempo di poco superiore ai 50 secondi si nota che l'accelerazione lungo l'asse y inizia a diminuire; poiché in tale istante si è già raggiunta la configurazione di braccio completamente abbassato, la causa di tale andamento è da individuarsi nella diminuzione della velocità di rotazione dovuta al segnale di emergenza. Il picco di accelerazione presente su tutti i canali attorno agli 80 secondi avviene quindi in corrispondenza dell'arresto definitivo della rotazione e del conseguente abbassamento del braccio. Se ne può concludere quindi che è tale evento ad essere la fonte dei marcati picchi registrati sia nelle accelerazioni che nei parametri di sollecitazione. Ulteriori approfondimenti su questo aspetto verranno trattati parlando della zona del veicolo e del braccio principale.

9.6 Veicolo

Nella zona del veicolo sono stati disposti estensimetri collegati a mezzo ponte per valutare i momenti flettenti verticale, orizzontale ed il momento torcente. Per comprendere quali siano i parametri di sollecitazione misurati, i loro effetti ed i nomi assegnati ai canali di misura si faccia riferimento alla seguente figura:

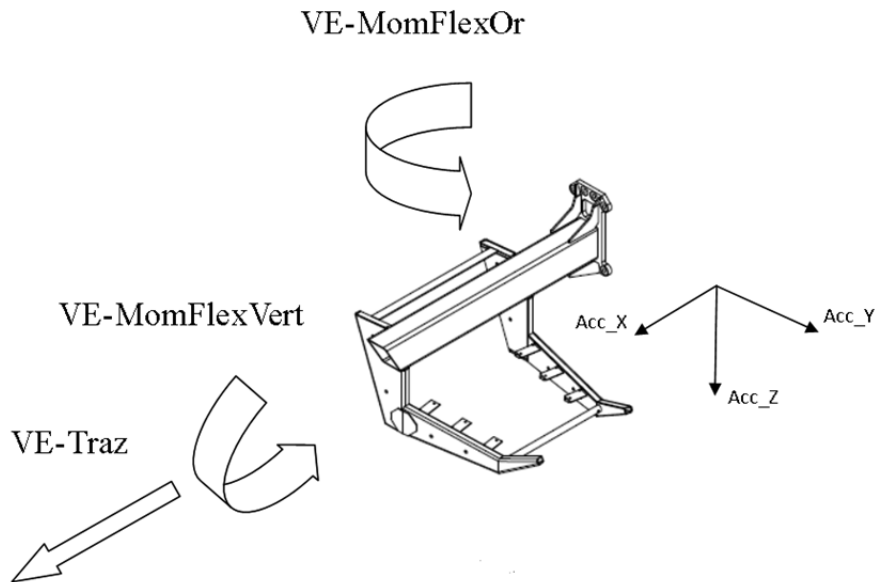


Figura 9.23: Rappresentazione schematica delle componenti di sollecitazione misurate nella zona del veicolo. Le frecce indicano i versetti positivi delle componenti stesse.

Per la zona del veicolo, essendo disponibili tutti i dati, si riporta il confronto tra i parametri di sollecitazione calcolati da Adams[®] e quelli misurati sperimentalmente (figura 9.24).

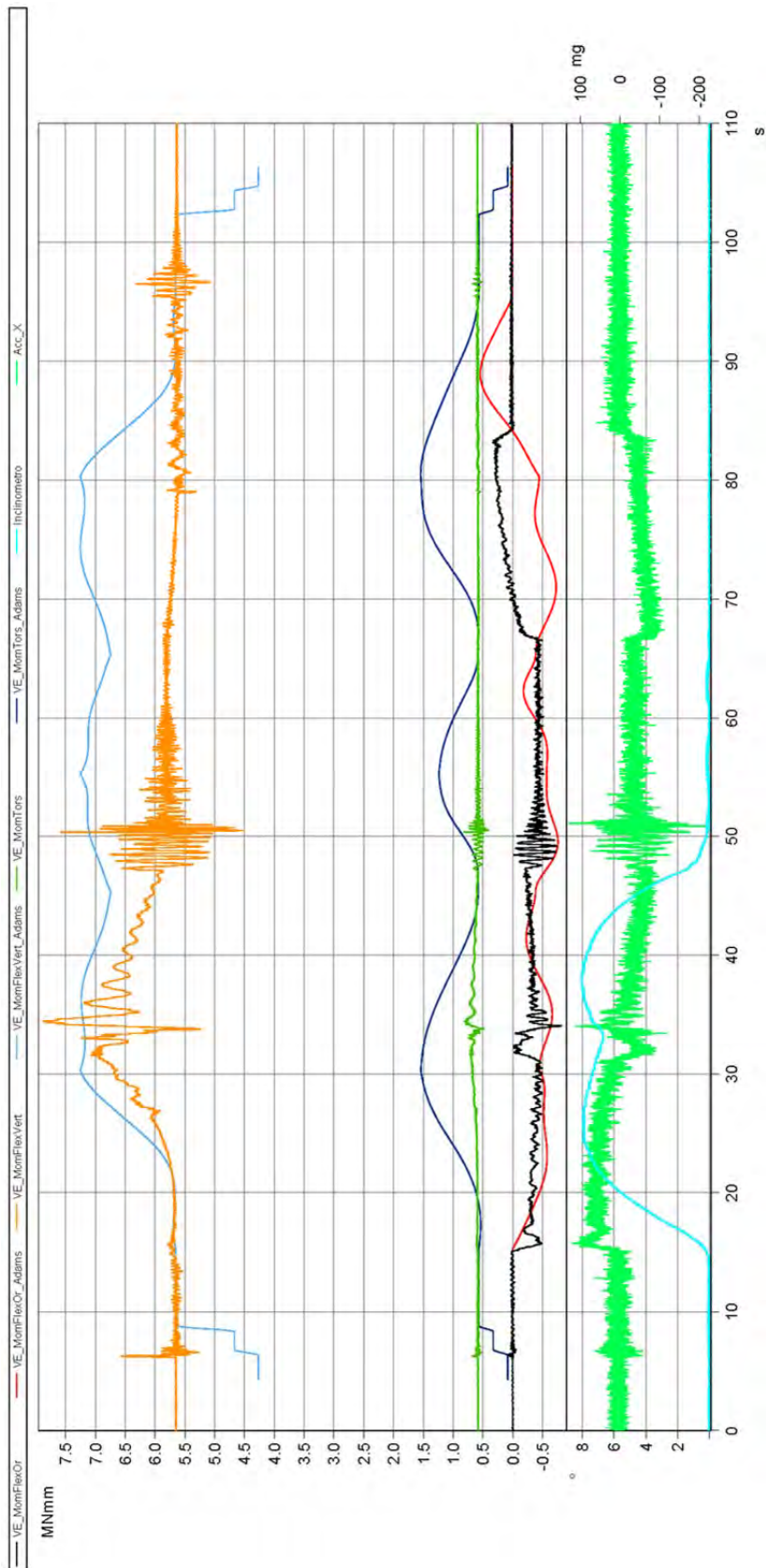


Figura 9.24: Comparazione dei parametri di sollecitazione: nella figura sono riportati i parametri di sollecitazione misurati sperimentalmente ed i parametri di sollecitazione previsti dal modello Adams. Il ciclo sperimentale a cui ci si riferisce è il primo ciclo standard delle 938.

Prima di analizzare dettagliatamente il grafico sopra riportato è necessario ricordare quanto già descritto all'inizio del capitolo circa la discrepanza tra movimenti simulati in Adams[®] e movimenti effettivamente realizzati dalla giostra. Si ricordi in particolare che durante le prove sperimentali il braccio della giostra eseguiva solamente un sollevamento fino alla posizione di altezza massima ed un abbassamento fino a quella di altezza minima. Inoltre va ricordato che il sedile dei passeggeri dispone, nei veicoli non modificati, di un attuatore che dà la possibilità a tutto il veicolo di essere inclinato ruotando attorno al tubolare che lo sostiene. Questo movimento nelle simulazioni Adams[®] è funzione lineare dell'angolo di inclinazione del braccio. Nel veicolo utilizzato per le prove, tuttavia, le zavorre restavano ferme rispetto al telaio per tutta la durata del ciclo; mantenendo quindi inalterata la posizione del baricentro dei passeggeri simulati. Alla luce di queste osservazioni non ci si deve aspettare che i parametri rilevati sperimentalmente coincidano per tutta la durata del ciclo con quanto simulato numericamente. Si ricordi inoltre che nel ciclo Adams[®] i primi 6 secondi, così come gli ultimi 6, sono utilizzati per simulare la salita e la discesa dei passeggeri nel veicolo. Queste variazioni di carico non sono presenti nei cicli sperimentali visto che la zona del veicolo presentava già le zavorre montate. Nell'osservare il grafico sopra riportato è quindi necessario concentrarsi sul primo sollevamento del braccio.

Per quanto riguarda i parametri di sollecitazione relativi al momento flettente nel piano verticale e nel piano orizzontale si osserva che i risultati numerici sono compatibili con quanto rilevato sperimentalmente. Il momento torcente sembrerebbe invece a prima vista presentare delle differenze significative. Se tuttavia si ricorda quanto detto poc'anzi circa l'impossibilità del veicolo di prova di spostare la posizione del baricentro se ne conclude che anche in questo caso c'è compatibilità tra i risultati. Nei momenti in cui l'inclinazione del braccio è nulla anche lo sfilo dell'attuatore risulta nullo e la posizione assunta dai passeggeri è coincidente con quella simulata dalle zavorre. Osservando quindi il grafico si nota che nelle fasi iniziale e finale, e anche nei due punti in cui nella simulazione il braccio è all'altezza minima, si ha coincidenza tra i risultati numerici e quelli sperimentali. Per considerare anche tutte le altre fasi sarebbe stato necessario poter variare la posizione delle zavorre. Nella presente condizione quindi si possono trarre conclusioni solo su alcuni intervalli del ciclo.

Analizzando nel dettaglio i singoli andamenti si osserva che i fenomeni vibratorii che hanno luogo al raggiungimento di una posizione quale quella di massima o minima altezza risultano contenuti rispetto a quanto accadeva in Dumbo. In particolare, il raggiungimento della posizione di minima altezza presenta delle oscillazioni più marcate (ampiezza e frequenza

maggiori) rispetto a quanto accade all'altezza massima. L'asimmetria tra queste due posizioni è quindi maggiore rispetto a quanto accadeva in Dumbo.

La flessione nel piano orizzontale presenta andamenti temporalmente molto diversi se si confrontano risultati sperimentali e numerici, nonostante ciò i valori risultano compatibili tra loro, seppur in istanti di tempo differenti. Il momento dell'arresto della rotazione è quello che comporta la maggior discrepanza tra i risultati, va però osservato che la fase di frenata avviene con due configurazioni molto diverse. Nella simulazione numerica durante la frenata il braccio scende e i sedili tornano verso la condizione di sfilo nullo per l'attuatore, nelle prove sperimentali nessuna di queste due condizioni si verifica. Inoltre, si ricordi che nella simulazione l'accelerazione nella direzione del moto assume valori molto più elevati rispetto a quanto si verifica nelle prove sperimentali sia in fase di partenza che in quella di frenata. Per poter analizzare dettagliatamente questa fase sarebbe quindi necessario ripetere il ciclo Adams[®] con leggi di moto diverse per gli elementi della giostra.

Si riporta di seguito il grafico del ciclo in cui si sono ottenuti i valori massimi per i parametri di sollecitazione.

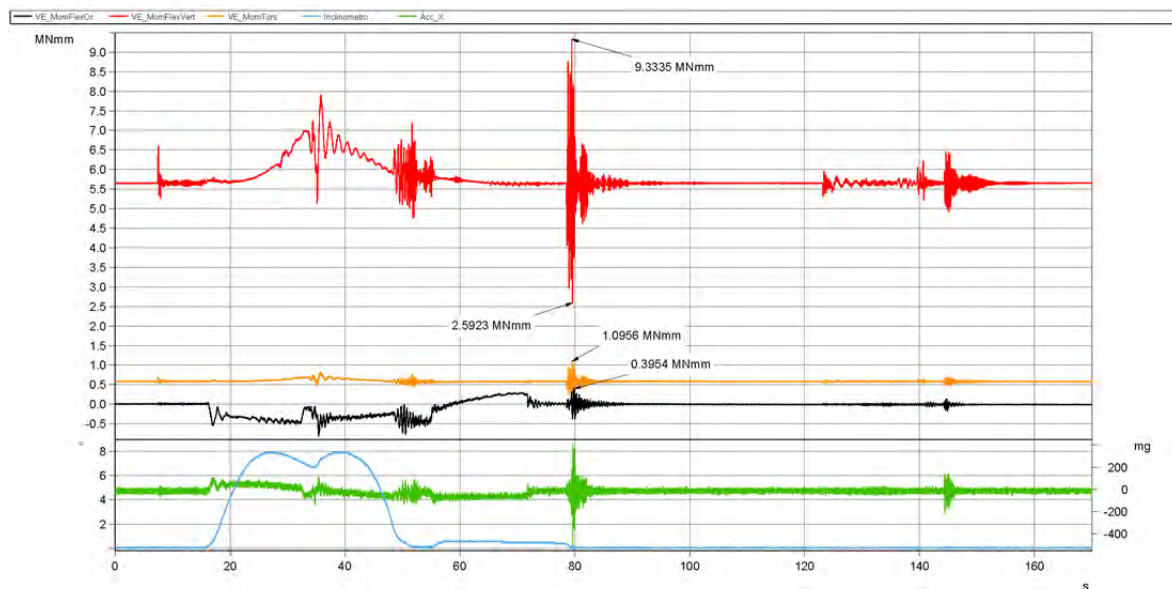


Figura 9.25: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il primo E-Stop eseguito alle 10.39 (durante tale ciclo si sono registrati i valori massimi per i parametri di sollecitazione).

Come si nota dal grafico sopra riportato, i valori massimi per i parametri di sollecitazione si sono verificati in corrispondenza di una fermata di emergenza. In particolare, l'istante di massima sollecitazione si ottiene nel momento in cui la rotazione della giostra si arresta del tutto. Quanto già osservato parlando delle accelerazioni si ripresenta anche in termini di parametri di sollecitazione: nel momento in cui la rotazione si arresta completamente i dati sperimentali mostrano una brusca variazione di posizione che sembra riportare il braccio in

una posizione inferiore rispetto a quella tenuta durante tutta la fase di frenata. A questa variazione di posizione consegue un intenso fenomeno vibratorio che comporta, soprattutto per la flessione verticale, una sollecitazione superiore a quanto misurato in tutti gli altri istanti del ciclo. Questo tipo di comportamento si è visto fino ad ora in più parametri di sollecitazione, tuttavia è bene sottolineare che non è detto che questo fenomeno si presenti anche quando il sistema di controllo sarà perfezionato e la macchina sarà definitivamente installata. E' infatti possibile che questo sollevamento sia un effetto indesiderato e che, una volta ultimato il codice del sistema di controllo, sparisca il problema e con esso anche i picchi nei parametri di sollecitazione.

In conclusione si nota che i parametri di sollecitazione previsti dal modello numerico risultano compatibili con quanto rilevato sperimentalmente, anche per Jet Packs, il coefficiente di amplificazione dinamica pari ad 1.56 risulta essere sufficiente per tener conto dei fenomeni vibratorii che si presentano durante il reale funzionamento della macchina, ma che non sono previsti dal modello numerico.

La figura 9.26 riporta i valori di tensione registrati durante il primo E-Stop delle 10.39. In tale ciclo si sono ottenuti i valori massimi di tensione. Si faccia attenzione al fatto che i risultati riportati sono quelli che si ottengono nel veicolo non modificato per le prove. Questi valori di tensione sono stati ottenuti dividendo i parametri di sollecitazione per gli opportuni moduli di resistenza a flessione individuati nelle relazioni di calcolo Zamperla, i valori numerici di queste grandezze sono pari a:

$$\text{Modulo di resistenza a flessione} = W_f = 237414 \text{ mm}^3$$

$$\text{Modulo di resistenza a torsione} = W_t = 474827.8535 \text{ mm}^3$$

Le formule utilizzate sono quindi:

$$\text{Tensione per la flessione verticale} = \sigma_f = \frac{M_{f,v}}{W_f} \quad (9.23)$$

$$\text{Tensione per la flessione orizzontale} = \sigma_f = \frac{M_{f,or}}{W_f} \quad (9.24)$$

$$\text{Tensione per la torsione} = \tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (9.25)$$

Si noti che le tensioni derivanti dalla torsione, applicando la formula (9.25), vengono calcolate nel punto superiore della sezione, ovvero quello in cui si ottiene anche il massimo delle tensioni derivanti dalla flessione verticale. In punti differenti della sezione si dovrebbe tener conto anche dell'effetto del taglio per calcolare la tensione.

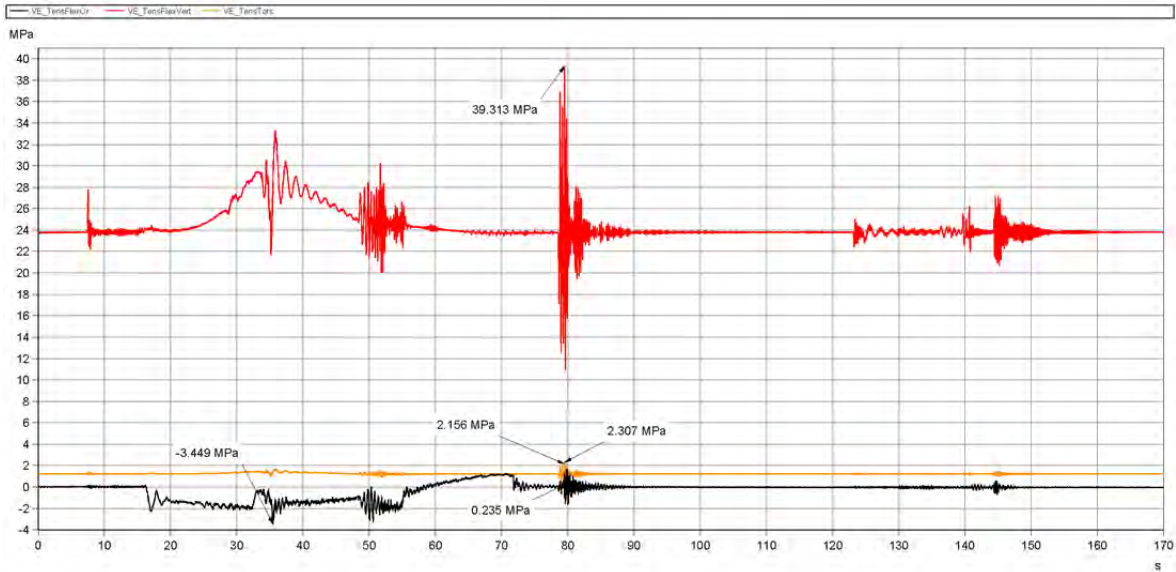


Figura 9.26: Andamento delle tensioni registrate nel corso del primo E-Stop eseguito alle 10.39. Durante tale ciclo si sono ottenuti i valori massimi per le tensioni. Si faccia attenzione che i risultati riportati si ottengono sul veicolo non modificato per le prove.

9.7 Braccio principale della giostra

Nel braccio principale della giostra è stata posizionata una coppia di estensimetri collegati a quarto di ponte ed una coppia di estensimetri collegati a mezzo ponte. Grazie a questa disposizione è possibile ricavare lo sforzo assiale, il momento flettente agente nel piano verticale ed il momento flettente agente nel piano orizzontale della trave. Si faccia riferimento allo schema seguente per comprendere quali siano i parametri misurati e le nomenclature utilizzate.

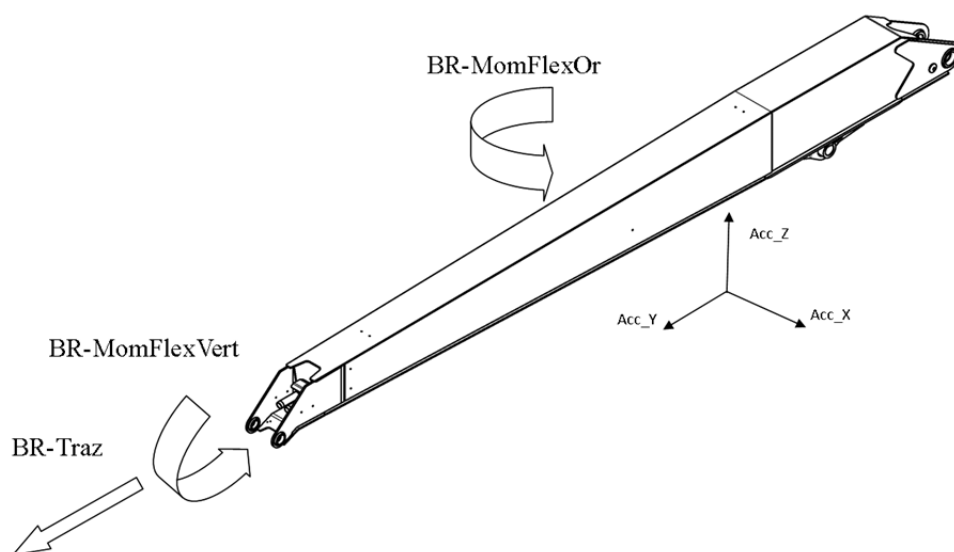


Figura 9.27: Rappresentazione schematica delle componenti di sollecitazione misurate nella zona del braccio. Le frecce indicano i versi positivi delle componenti stesse.

Dal momento che i parametri di sollecitazione calcolati da Adams non sono forniti rispetto ad un sistema di riferimento posizionato in corrispondenza della sezione di misura è stato necessario trasportarli secondo le regole della scienza delle costruzioni.

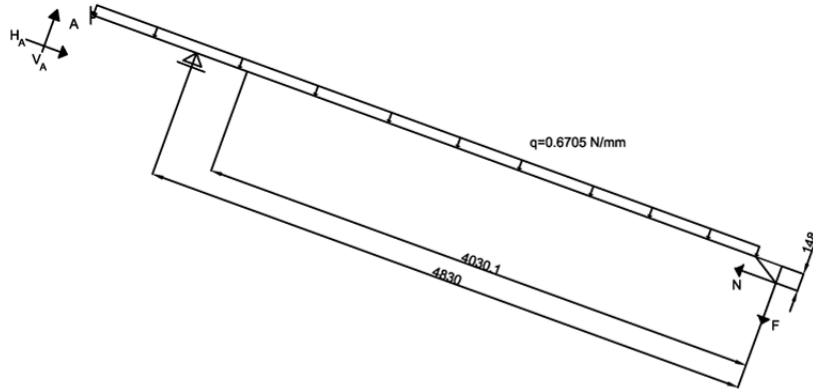


Figura 9.28: Schema della struttura del solo braccio principale della giostra.

Considerando che il software Adams[®] fornisce (nella condizione in cui la giostra è ancora ferma nella posizione iniziale con il braccio abbassato) un valore della forza F pari a 7217.048 N e della forza N pari a 32950 N ed ipotizzando inoltre per semplicità che il peso proprio della trave sia schematizzabile come un carico uniforme distribuito ($q = \rho A g \cos(34) = 7.87 \cdot 10^{-6} \cdot 10569.8 \cdot 9.81 \cdot \cos(34) = 0.6704 \text{ N/mm}$); il momento flettente nella sezione di misura risulta:

$$\begin{aligned}
 M_f &= F \cdot 4030.1 + \frac{ql^2}{2} + N \cdot 148 = \\
 &= 7217.048 \cdot 4030.1 + \frac{0.6704 \cdot 4030.1^2}{2} + 32950 \cdot 148 = \\
 &= 39407026.92 \text{ Nmm}
 \end{aligned}
 \tag{9.26}$$

La stessa formula di trasformazione può essere usata, conoscendo il valore tempo variante delle forze F ed N, per ottenere il momento flettente nella sezione di misura durante tutto il ciclo simulato numericamente. Per quanto riguarda il momento flettente nel piano orizzontale è stato sufficiente moltiplicare la forza ortogonale al piano contenente l'asse della trave per la distanza di 4030.1 mm e sommare algebricamente il momento flettente presente nella piastra di collegamento tra veicolo e braccio.

Si considera innanzitutto il confronto tra risultati sperimentali e risultati numerici.

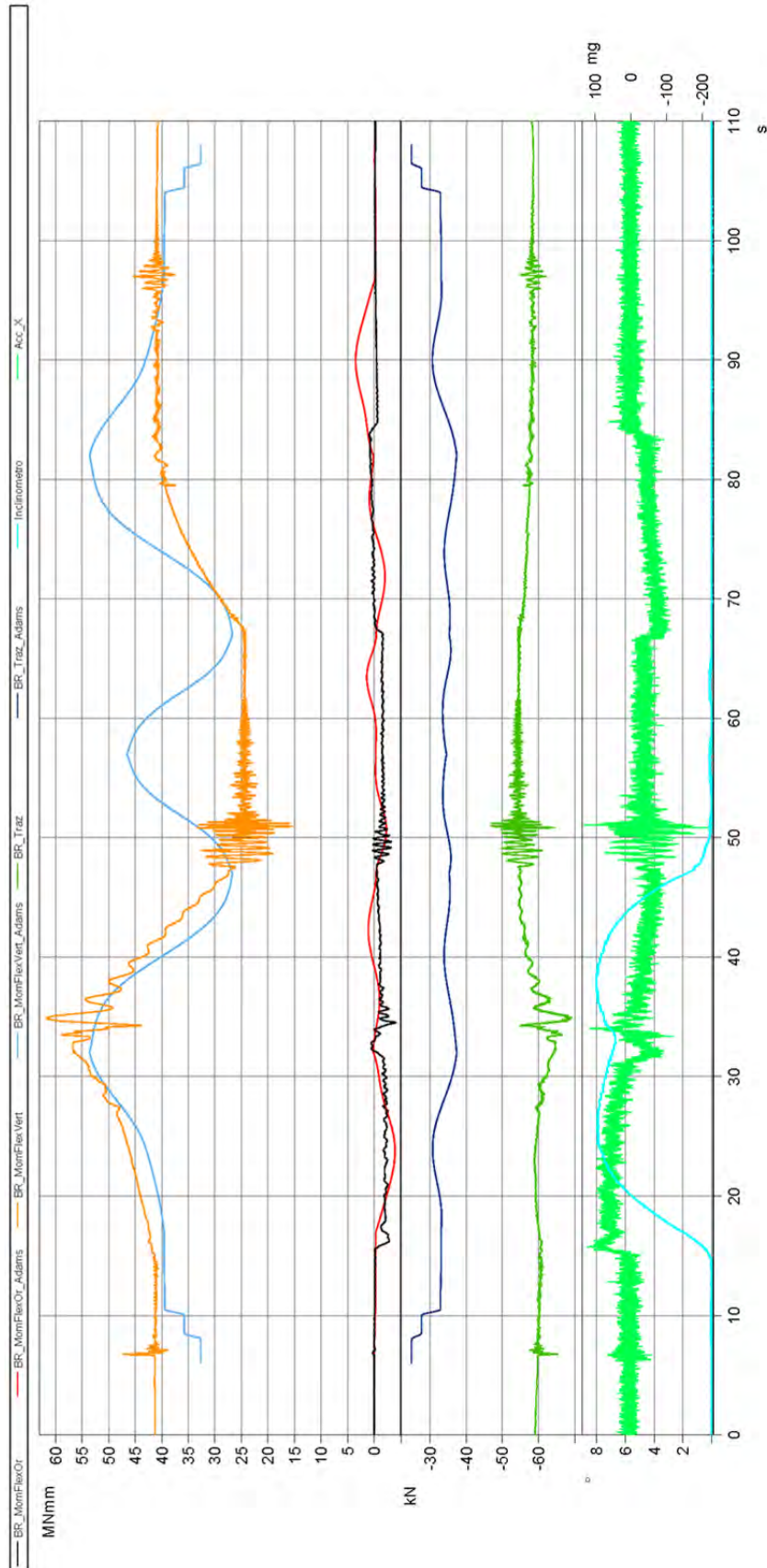


Figura 9.29: Comparazione dei parametri di sollecitazione: nella figura sono riportati i parametri di sollecitazione misurati sperimentalmente ed i parametri di sollecitazione previsti dal modello Adams®. Il ciclo sperimentale a cui ci si riferisce è il primo ciclo standard delle 9.38.

Dalla figura 9.29 si osserva quanto già riscontrato anche nella zona del veicolo: i risultati sperimentali e numerici assumono andamenti molto diversi dal punto di vista temporale, ma, complessivamente, i valori ottenuti risultano tra loro compatibili.

Per quanto riguarda il momento flettente nel piano verticale lo scarto che si osserva nelle prime e nelle ultime fasi del ciclo (giostra ancora ferma, ma passeggeri a bordo) risulta contenuto e pari a circa il 5%. Il momento flettente nel piano orizzontale presenta le stesse discrepanze temporali viste per la zona del veicolo e, anche in questo caso, la fase della frenata è quella che presenta le differenze maggiori. Valgono tuttavia le osservazioni già fatte circa la diversa configurazione assunta dalla macchina in questi istanti.

La differenza maggiore si presenta a livello dello sforzo assiale, in questo caso, come già accaduto in Dumbo, i valori sono molto diversi tra loro. Si deve ancora una volta ricordare che lo sforzo assiale comporta deformazioni molto piccole e difficili da rilevare, questo potrebbe essere quindi il motivo alla base della discrepanza tra risultati.

Di seguito verranno riportati i grafici rappresentanti gli andamenti dei parametri di sollecitazione nei cicli in cui si sono registrati i valori massimi.

Il massimo valore del momento flettente nel piano verticale si è registrato durante un ciclo standard nel momento in cui si è raggiunta la condizione di sollevamento massimo per il braccio.

Il valore massimo del momento flettente nel piano orizzontale si è ottenuto durante un E-Stop, tuttavia il picco è avvenuto prima che l'operatore premesse il pulsante della fermata di emergenza quindi di fatto il momento più critico è stato durante un ciclo standard. In particolare, anche in questo caso il valore massimo è stato registrato quando il braccio ha raggiunto la posizione di altezza massima.

A differenza di quanto visto fin ora per gli altri parametri, nel braccio principale il brusco abbassamento al termine dell'E-Stop non presenta una grande influenza sui canali della flessione. Il raggiungimento delle posizione di massima altezza torna ad essere la causa di massima sollecitazione, tale configurazione geometrica, combinata alla vibrazione del componente risulta quindi essere la più critica durante il funzionamento.

Lo stesso non si può dire per la sollecitazione assiale: il valore massimo è stato registrato durante un E-Stop, per questo parametro si ripresenta quanto già visto nella zona del veicolo: il picco di sollecitazione si realizza quando la rotazione della giostra si interrompe del tutto.

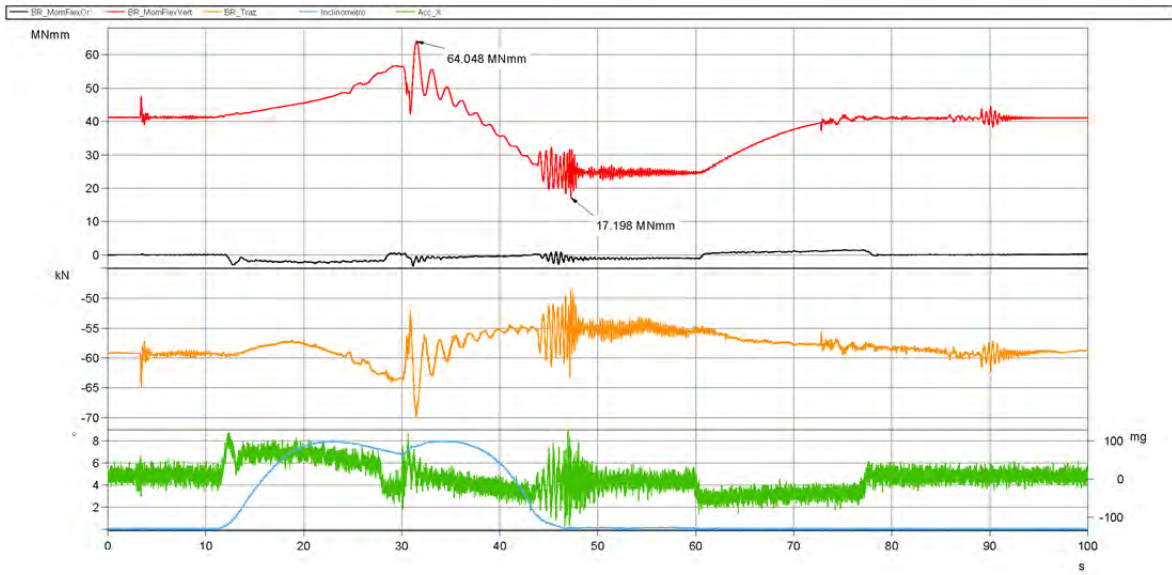


Figura 9.30: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il primo ciclo standard delle 10.39. Durante tale ciclo si è registrato il valore massimo per il momento flettente nel piano verticale.

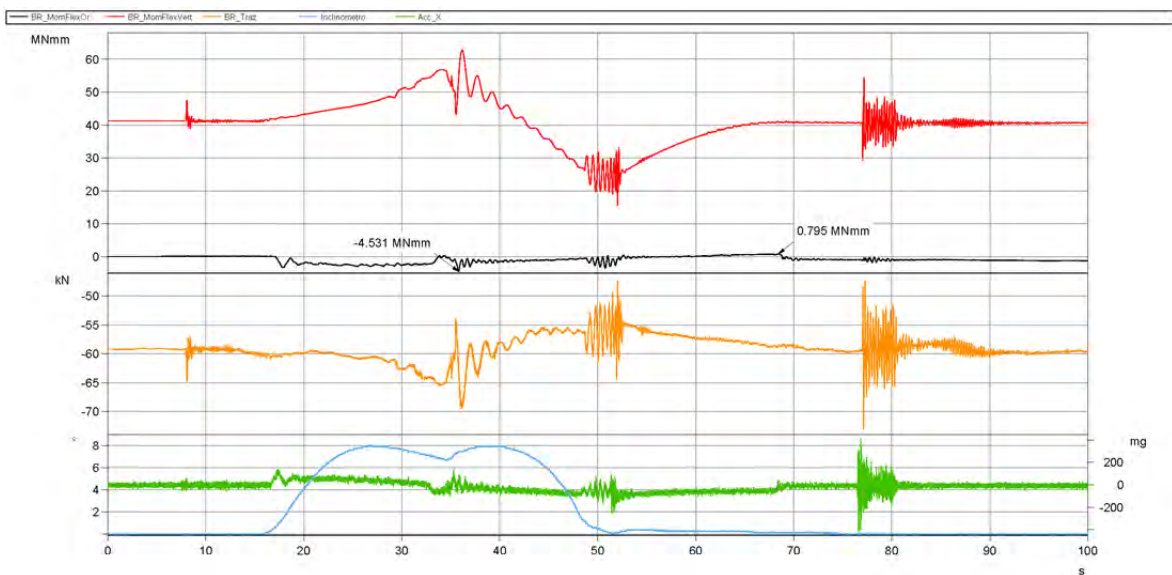


Figura 9.31: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il secondo E-Stop delle 9.53. Durante tale ciclo si è registrato il valore massimo per il momento flettente nel piano orizzontale.

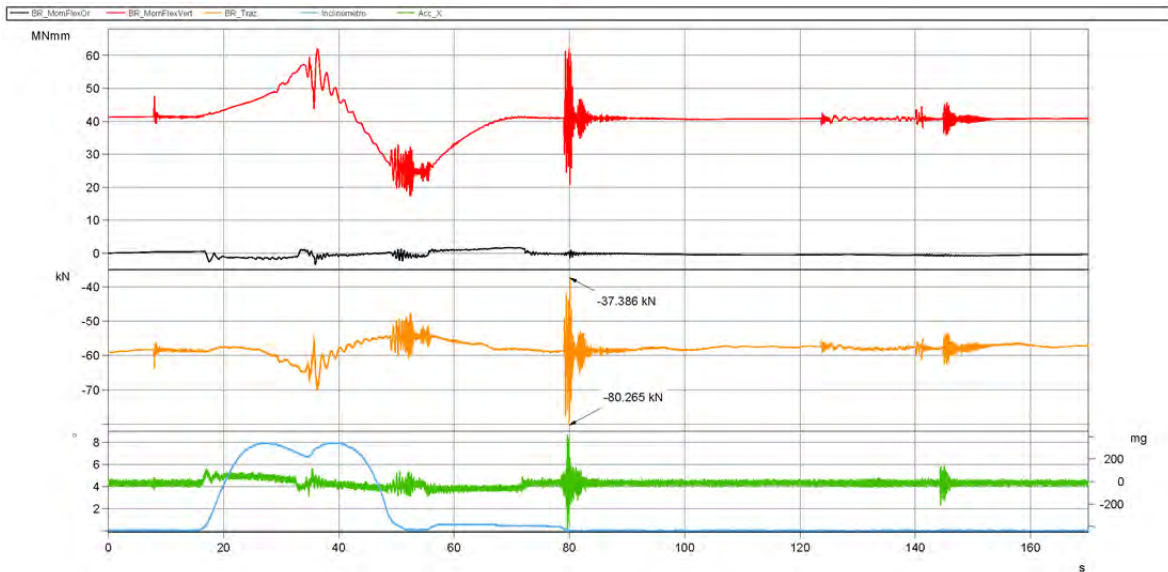


Figura 9.32: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il primo E-Stop delle 10.39. Durante tale ciclo si è registrato il valore massimo per la sollecitazione assiale.

I tre grafici riportati sottolineano quanto già detto più volte: i cicli in cui si presentano i valori massimi dei parametri di sollecitazione non sono di fatto molto diversi dagli altri, a conferma ancora una volta della ripetibilità dei risultati.

Anche per quanto riguarda il braccio principale si osserva che i fenomeni vibratorii, seppur presenti, risultano di entità minore rispetto a quelli che si verificavano in Dumbo. Inoltre, come già visto nella zona del veicolo, il raggiungimento della posizione inferiore porta con sé delle vibrazioni aventi ampiezza e frequenza maggiore di quanto accade al raggiungimento del sollevamento massimo.

In conclusione, anche per il braccio principale i risultati numerici sono compatibili con quelli sperimentali (tranne che per il canale dello sforzo assiale). Ancora una volta il coefficiente di amplificazione dinamica consente di colmare le lacune presenti nel modello numerico derivanti dall'incapacità di modellare i fenomeni vibratorii che originano dall'elasticità dei componenti e degli organi di collegamento.

Infine, per gli stessi cicli per i quali si sono ottenuti i valori massimi dei parametri di sollecitazione, si riportano i corrispondenti valori di tensione. In questo caso, a differenza di quanto fatto per il veicolo, per ottenere i valori delle tensioni è stato sufficiente moltiplicare i valori di deformazione misurati per il modulo di Young dato che la sezione di misura non ha subito modifiche per innalzare il livello di deformazione.

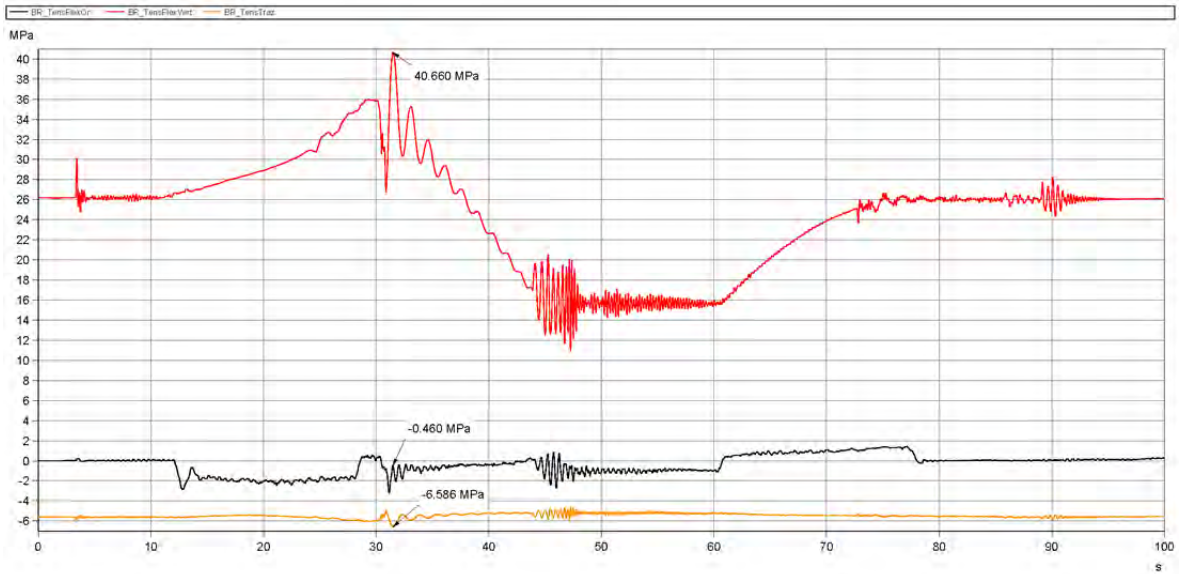


Figura 9.33: Andamento delle tensioni durante il primo ciclo standard delle 10.39. Durante tale ciclo si è registrato il valore massimo per il momento flettente nel piano verticale e quindi per la tensione corrispondente.

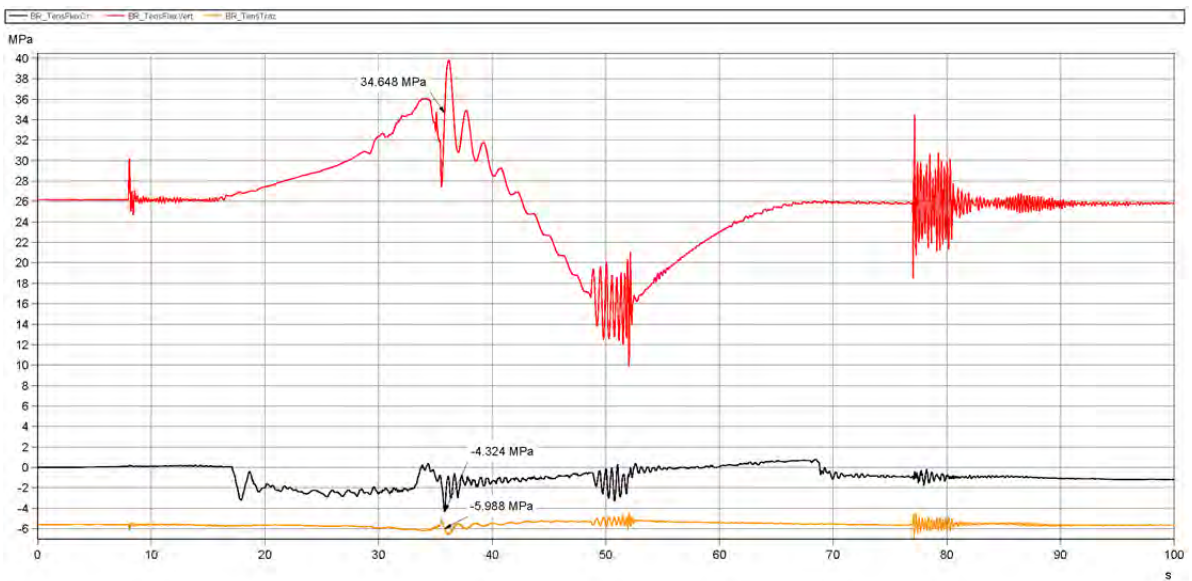


Figura 9.34: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il secondo E-Stop delle 9.53. Durante tale ciclo si è registrato il valore massimo per il momento flettente nel piano orizzontale e quindi per la corrispondente tensione.

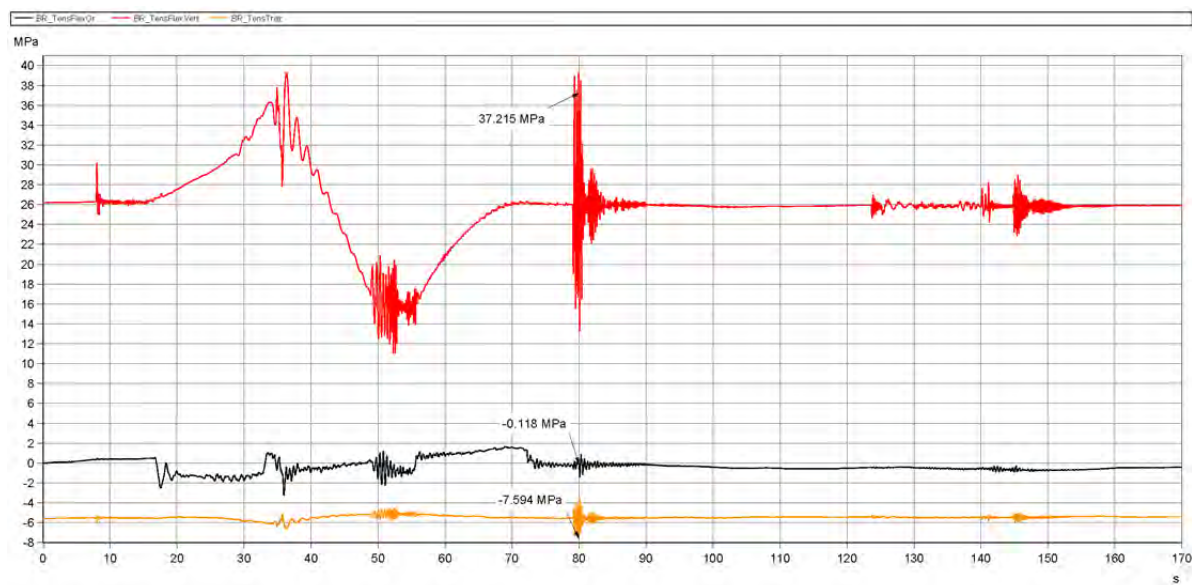


Figura 9.35: Andamento dei parametri di sollecitazione durante il primo E-Stop delle 10.39. Durante tale ciclo si è registrato il valore massimo per la tensione derivante dalla sollecitazione assiale.

9.8 Conclusioni

Per concludere il presente capitolo si vogliono riassumere i risultati ottenuti dal punto di vista numerico e sperimentale.

Si ricorda che accanto agli andamenti temporali dei parametri di sollecitazione un ruolo fondamentale è svolto dai valori numerici assunti da questi ultimi; è su tali valori infatti che si basano le analisi ad elementi finiti e dunque il dimensionamento dei componenti.

Nel confrontare i risultati si faccia riferimento alla seguente tabella:

		Ciclo standard					
		Condizione statica			Condizione di picco		
Zona	Parametro	Valore numerico	Valore misurato	Scarto	Valore numerico	Valore misurato	Scarto
Veicolo	Mom. flettente verticale [Nmm]	5632240	5649890	0.31%	7256400	7872300	8.49%
	Mom. flettente orizzont. [Nmm]	0	0	0.00%	814500	757000	7.06%
	Mom. torcente [Nmm]	566358	580503	2.50%	1542600	822400	46.69%
Braccio	Mom. flettente verticale [Nmm]	39407000	41282600	4.76%	53579000	61725000	15.20%
	Mom. flettente orizzont. [Nmm]	0	0	0.00%	3951000	4081000	3.29%
	Sforzo ass. [N]	33057	59214.8	79.13%	-37415	-69151	84.82%

Tabella 9.1: Confronto tra risultati numerici e sperimentali. La tabella riporta il confronto nella condizione statica (ovvero con macchina caricata, ma ferma) e nella condizione di valore massimo durante il ciclo standard di sollecitazione (si ricordi che per confrontare i due modelli tra loro si deve fare riferimento al primo ciclo delle 9.38).

La tabella 9.1 riassume il confronto tra risultati numerici e sperimentali in due condizioni. La prima situazione considerata è quella statica in cui la macchina è ferma ed i passeggeri sono a bordo. La seconda condizione invece è quella di massima sollecitazione registrata durante un ciclo standard. Si noti che per i risultati sperimentali questa non è la condizione di massima sollecitazione assoluta, poiché il picco può essersi presentato in un ciclo non standard.

Come si evince dai valori di scarto percentuale riportati, per tutti i valori statici, escluso lo sforzo assiale, si ha compatibilità tra i valori numerici ed i dati sperimentali. Inoltre gli scarti percentuali risultano al più pari a qualche punto percentuale.

Per quanto riguarda i valori di picco invece si nota che il coefficiente di amplificazione dinamica pari a 1.56 risulta sufficiente a compensare l'incapacità dell'analisi multibody di simulare interamente il comportamento dinamico della macchina. Un discorso a parte va fatto

per la sollecitazione assiale per la quale si devono tuttavia ricordare le considerazioni già fatte circa la difficoltà nel misurare precisamente le deformazioni provocate da tale parametro di sollecitazione.

Si ricordi inoltre quanto detto per il momento torcente al paragrafo 9.6: lo scarto pari al 46.69% riportato in tabella 9.1 origina dal confronto tra risultati calcolati in configurazioni diverse. Nel momento infatti in cui si registra il massimo momento torcente numerico l'attuatore che posiziona i sedili si trova al massimo sfilo e modifica quindi considerevolmente la posizione del baricentro del veicolo. Per poter confrontare correttamente i risultati sarebbe necessario realizzare questa configurazione anche nel veicolo usato per le prove sperimentali. Nel caso di Jet Packs gli scarti percentuali che si registrano nella condizione di picco risultano inferiori a quanto visto in Dumbo. Questo risultato numerico conferma ancora una volta quanto già accennato dall'osservazione qualitativa dei grafici e visibile anche durante il funzionamento della giostra: i fenomeni vibratorii presenti in Jet Packs assumono ampiezze minori rispetto a quanto visto in Dumbo. Questa conclusione non deve però far pensare che Dumbo presenti caratteristiche dinamiche superiori rispetto a Jet Packs, anzi si deve ricordare che è vero il contrario. Jet Packs si configura come una giostra più "adrenalinica" rispetto a Dumbo: presenta valori di velocità di rotazione superiori, escursione delle braccia maggiore sia in termini di angolo che di altezza raggiunta e accelerazioni centrifughe molto superiori. L'assenza, o, per meglio dire, il minor impatto dei fenomeni vibratorii, trova spiegazione nelle differenti proprietà strutturali dei componenti (i.e. masse, geometrie delle aree, etc.) che compongono questa seconda giostra.

La tabella 9.2 riporta il valore dei massimi assoluti sperimentali registrati.

Zona	Parametro	Valore sperimentale	Valore numerico	Scarto
Veicolo	Mom. flettente verticale [Nmm]	9333549	7256400	22.25%
	Mom. flettente orizzontale [Nmm]	-1003559	-814500	18.84%
	Mom. torcente [Nmm]	1095591	1542600	-40.80%
Braccio	Mom. flettente verticale [Nmm]	64048396	53579000	16.35%
	Mom. flettente orizzontale [Nmm]	-4530769	-3951000	12.80%
	Sforzo assiale [N]	-80265	-37415	53.39%

Tabella 9.2: Massimi assoluti dei parametri di sollecitazione registrati durante le prove effettuate.

Nel caso di Jet Packs, i valori di picco assoluto sono stati registrati durante un ciclo standard, o al più durante un E-Stop; per questo motivo è possibile confrontare questi valori con i massimi previsti dalle simulazioni numeriche. Come si nota dagli scarti percentuali calcolati, il fattore di amplificazione dinamica pari a 1.56 è ancora adeguato.

In conclusione, anche per Jet Packs, come già per Dumbo, l'analisi multibody svolta con il software Adams[®] si rivela un ottimo punto di partenza per il dimensionamento dei componenti strutturali della giostra. Non devono tuttavia essere dimenticate quali sono le semplificazioni presenti nel modello stesso. L'incapacità di rappresentare i fenomeni dinamici derivanti dall'elasticità dei componenti rende strettamente necessario l'uso di un opportuno coefficiente di amplificazione per evitare il sottodimensionamento degli organi meccanici.

CAPITOLO 10

Metodi di progettazione per giunti saldati

Nei seguenti capitoli verrà analizzato nel dettaglio un elemento strutturale comune a diverse giostre prodotte da Zamperla. Nel corso delle analisi svolte sulla giostra Dumbo si è installato un estensimetro anche alla base di un “elemento saldato” nella zona del braccio. Tale dettaglio è un elemento di irrigidimento della struttura realizzato saldando una piastra metallica sulla superficie del braccio principale. Come si è esposto durante l’analisi dei risultati nel paragrafo 5.6 la presenza dell’elemento di irrigidimento, ed in particolar modo del cordone di saldatura necessario al suo fissaggio, comporta un significativo incremento dei valori di tensione nella zona prossima al cordone stesso. Elementi di irrigidimento come quello presente in Dumbo sono utilizzati, con forme e dimensioni diverse, anche in altre giostre. Il dimensionamento e la verifica di questi elementi risulta molto importante per le analisi strutturali. Per questo motivo nel corso dei seguenti capitoli, si descriveranno i metodi di progettazione tradizionalmente impiegati per questo tipo di dettagli e si esporranno inoltre le tecniche attualmente in fase di sviluppo per svolgere le verifiche in maniera più rapida ed agevole facendo uso di simulazioni numeriche.

10.1 Metodo NISF

La verifica tradizionale dei giunti saldati viene realizzata facendo riferimento ad una curva riportante il numero di cicli a rottura in funzione del livello di sforzo applicato (curva S-N). Quest’ultimo è misurato non in corrispondenza del piede o della radice del cordone di saldatura, ma in una sezione lontana dal cordone stesso. Per questo motivo la curva ottenuta dipende dalla geometria del componente e dalla modalità di applicazione del carico visto che geometrie diverse comportano campi di tensione diversi in prossimità dell’elemento saldato. Per utilizzare questo metodo di verifica è quindi necessario conoscere la curva S-N della specifica geometria, ovvero effettuare un serie di prove a fatica su provini aventi geometria simile a quella reale per ricavare la suddetta curva. [9]

Da quanto detto si intuisce che la verifica tradizionale richiede un notevole dispendio di tempo per conoscere il comportamento di una singola geometria e tale sforzo deve essere reiterato per ogni nuova configurazione proposta.

Da questa problematica nasce l'idea di ricercare un metodo che unifichi in un'unica curva di resistenza il comportamento di geometrie diverse tra loro.

La prima metodologia proposta per risolvere questo problema si basa su concetti della meccanica della frattura lineare elastica. Williams ha esteso la teoria relativa alle cricche ad angolo di apertura e raggio di fondo nulli ai casi di cricche aventi raggio di fondo nullo, ma angolo di apertura diverso da zero [10]. Gross e Mendelson [11] hanno proposto di estendere la definizione di Stress Intensity Factor, già utilizzata per descrivere il campo di tensione nel caso di cricche chiuse, anche al caso delle cricche aperte introducendo così il "Notch Stress Intensity Factor" (N-SIF). Prendendo come riferimento la direzione con $\vartheta = 0$ (figura 10.1) le definizioni proposte per gli N-SIF nel caso di modo I e II di sollecitazione sono rispettivamente:

$$K_I^V = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_{\vartheta})_{\vartheta=0} r^{1-\lambda_1} \quad (10.1)$$

$$K_{II}^V = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\tau_{r\vartheta})_{\vartheta=0} r^{1-\lambda_2} \quad (10.2)$$

dove λ_1 e λ_2 sono due autovalori funzione del grado di singolarità del campo di tensione, ovvero dell'angolo di apertura 2α della cricca. Tali autovalori possono essere calcolati risolvendo le seguenti espressioni [10]:

$$\sin(\lambda_1 q \pi) + \lambda_1 \sin(q \pi) = 0 \quad (10.3)$$

$$\sin(\lambda_2 q \pi) + \lambda_2 \sin(q \pi) = 0 \quad (10.4)$$

in cui q è funzione di 2α poiché vale $2\alpha = \pi(2-q)$.

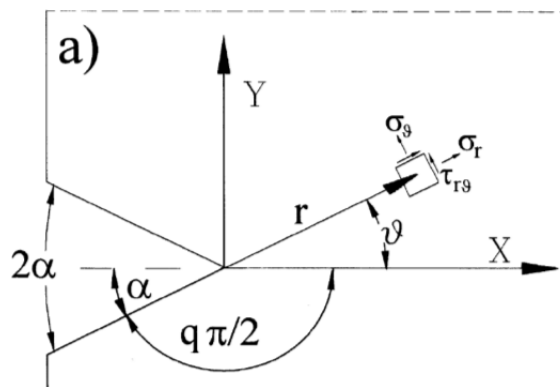


Figura 10.1: Sistema di riferimento e simboli utilizzati per descrivere il campo di tensione nel caso di cricca avente angolo di apertura non nullo e raggio di fondo nullo. [10]

Grazie al lavoro svolto da Williams prima, e da Gross e Mendelson poi, è possibile descrivere l'intero campo di tensione all'apice di una cricca avente angolo di apertura non nullo tramite un unico parametro che sintetizza gli aspetti derivanti dal carico applicato e dalla geometria della cricca stessa. Gli NISF diventano quindi un riferimento nella progettazione: procedendo in maniera analoga a quanto si fa nel caso di intagli chiusi è possibile ottenere un valore limite in termini di NISF, sia nel caso di vita a fatica che nel caso di resistenza statica. Tale valore può essere utilizzato per le verifiche al variare del carico e/o al variare della dimensione della cricca costituendo quindi un limite univoco per casi diversi.

Lazzarin e Tovo hanno proposto di utilizzare il metodo appena esposto per la verifica dei giunti saldati [9]. Il piede del cordone di saldatura può infatti essere visto come una cricca avente angolo di apertura pari a 135° e raggio di fondo intaglio nullo (figura 10.2). In base a queste ipotesi di lavoro il criterio di verifica non si basa più sulla tensione nominale presente in una sezione lontana dall'elemento saldato, ma fa riferimento al campo di tensione che si genera in prossimità del cordone di saldatura. Per questo motivo il metodo NSIF appartiene alla categoria dei cosiddetti "approcci locali".

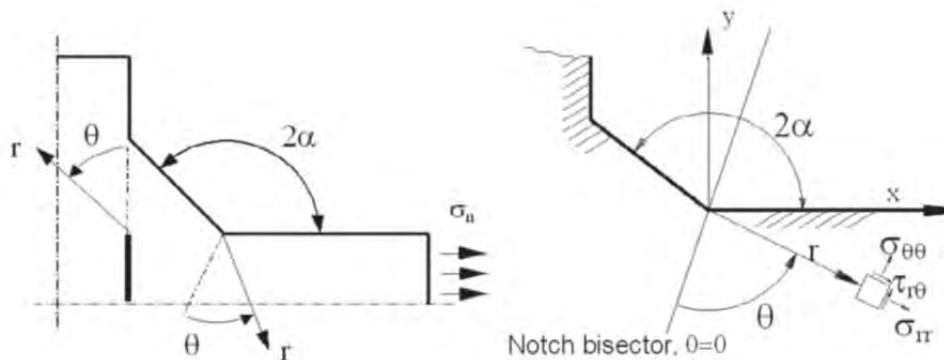


Figura 10.2: Sistema di riferimento e simboli utilizzati per descrivere il campo di tensione in corrispondenza del piede del cordone di saldatura. [12]

E' stato dimostrato che, utilizzando il metodo NSIF, è possibile ottenere un'unica curva di resistenza a fatica una volta che siano stabiliti il materiale ed il modo di sollecitazione in prossimità della cricca.

A conferma di ciò si osservi figura 10.3 in cui sono riportati il numero di cicli a rottura per giunti a croce sia in termini di range di tensione nominale, che in termini di range di NSIF. Quest'ultimo è stato calcolato solo per il modo I di sollecitazione tenendo conto del fatto che nel caso in esame il modo II risulta trascurabile per distanze piccole dall'apice della cricca (ovvero per quelle distanze in cui è ammissibile utilizzare la meccanica della frattura).

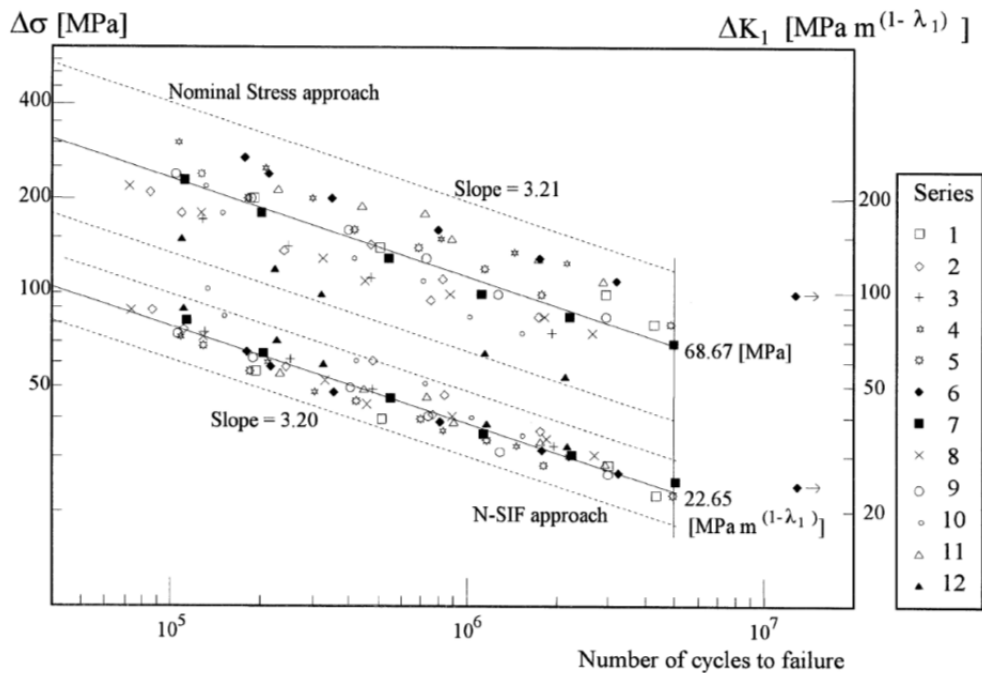


Figura 10.3: Curva di resistenza a fatica espressa, per gli stessi giunti saldati, sia in termini di range di tensione nominale e che in termini di range di NSIF. Gli elementi analizzati presentano dimensioni diverse, ma l'angolo di apertura dell'intaglio è sempre pari a 135° . [9]

Qual ora si faccia riferimento al $\Delta\sigma$ i risultati presentano una banda di dispersione molto ampia ($\pm 40\%$) che rende impossibile l'individuazione di un'unica curva limite. Questo conferma quanto detto all'inizio del paragrafo: utilizzando il metodo di verifica tradizionale è necessario ottenere sperimentalmente una curva S-N per ogni singola configurazione geometrica.

Se invece si fa riferimento al range di NSIF la banda di dispersione si riduce significativamente ($\pm 10\%$) consentendo l'individuazione un'unica curva limite per geometrie tra loro anche molto differenti.

10.1.1 Limiti del metodo NSIF

Sebbene quanto esposto sin ora faccia pensare che l'approccio locale basato su un criterio di campo possa sostituire efficacemente il metodo di progettazione tradizionale, un'osservazione più attenta della formulazione analitica porta subito alla conclusione opposta. La definizione matematica degli NSIF rende infatti il metodo difficilmente applicabile nei casi di reale progettazione industriale. Le formule (10.1) e (10.2) presentano due limiti per r tendente a zero, questo significa che per calcolare K_I^V e K_{II}^V è necessario analizzare il campo di tensione a distanze molto piccole dall'apice della cricca. Data la singolarità nell'andamento del campo, per ottenere valori corretti utilizzando un'analisi agli elementi finiti è necessario l'impiego di mesh molto raffinate in prossimità dell'apice della cricca (elementi aventi lato pari a circa

1 μm nel caso di analisi 2D). Inoltre, i valori di tensione e distanza dall'apice devono essere calcolati su un elevato numero di nodi per poter poi mediare i risultati ottenuti.

Questi requisiti rendono la fase di pre-processing, ovvero la costruzione della mesh, e la fase di post-processing, ovvero l'analisi dei risultati, estremamente lunghe già nel caso di un'analisi bidimensionale su una semplice lastra avente due cricche laterali. Se si considera l'analisi di un componente reale si intuisce facilmente che il metodo diventa praticamente inutilizzabile. In questo caso infatti la complessità della geometria (componenti 3D aventi forma qualunque) e la numerosità dei punti da verificare, richiedono un'elevata potenza di calcolo e tempi molto lunghi per tutte le fasi dell'analisi (pre/post-processing e soluzione).

10.2 Metodo PSM

Di fronte agli evidenti limiti di applicabilità del metodo NISF in ambito industriale si è cercato di sviluppare nuove metodologie di progettazione e verifica per i giunti saldati. L'idea che accomuna le diverse procedure sviluppate è di ricercare un procedimento che sia facile e veloce da utilizzare, ma che allo stesso tempo possa essere applicato a tutte le geometrie di giunto indifferentemente. Uno dei metodi sviluppati prende il nome di "Peak Stress Method" (altrimenti detto semplicemente PSM).

La schematizzazione utilizzata nel metodo PSM è la stessa già vista per il metodo NSIF: il giunto saldato è schematizzato come una cricca avente angolo di apertura pari a 135° e raggio di fondo nullo (figura 10.2). Secondo questa schematizzazione all'apice della cricca il campo di tensione tende ad infinito qual ora si svolga un'analisi in campo lineare elastico. Nel metodo PSM si utilizza una mesh grossolana anche all'apice della cricca e si collega il picco elastico misurato con il K_t^V attraverso una relazione semplice dopo un'opportuna taratura del metodo.

Si noti che il valore di picco ottenuto è fittizio poiché dipende dalla mesh utilizzata, nel seguito verranno descritte le ipotesi di lavoro da rispettare affinché questo metodo possa essere utilizzato correttamente. Fin da ora è però possibile osservare quali sono i vantaggi di questo metodo: non è più necessario utilizzare mesh estremamente raffinate all'apice della cricca ed inoltre l'analisi dei risultati comporta la valutazione della tensione in un singolo nodo. Queste caratteristiche riducono drasticamente i tempi e la potenza di calcolo richiesta per le analisi, rendono il metodo PSM un utile strumento in ambito industriale.

10.2.1 Metodo PSM nel modo I di sollecitazione

Nel caso di modo I di sollecitazione per intagli aventi raggio di fondo non nullo è stato dimostrato [13] che è valida la seguente relazione tra il picco di tensione e $K_{\rho,I}^V$ (ρ indica la presenza di un raggio di fondo diverso da zero):

$$\sigma_{max} = (1 + \omega_1) \frac{K_{\rho,I}^V}{\sqrt{2\pi r_0}^{1-\lambda_1}} \quad (10.5)$$

e che inoltre esiste la seguente relazione tra gli NSIF nel caso di raggio di fondo intaglio nullo e non:

$$\frac{K_{\rho,I}^V}{K_I^V} \cong \varphi \quad (10.6)$$

dove ω_1 e φ sono delle costanti che dipendono solo da 2α , mentre r_0 è la distanza tra l'origine del sistema di riferimento e l'apice della cricca (figura 10.4) e può essere calcolata tramite la seguente relazione:

$$r_0 = \frac{q-1}{q} \rho \quad (10.7)$$

in cui q è anch'esso funzione solamente di 2α .

Per poter utilizzare le formulazioni sopra esposte nel caso di un intaglio avente raggio di fondo nullo è necessario introdurre un raggio fittizio ρ^* . Si definisce ρ^* quel raggio di fondo intaglio che produrrebbe una tensione massima pari alla tensione di picco che si misura in un intaglio avente raggio di fondo nullo qual ora si faccia uso di una mesh grossolana. Basandosi su tale definizione si può scrivere in definitiva [14]:

$$\frac{\sigma_{peak}}{K_I^V} \cong (1 + \omega_1) \frac{\varphi}{\sqrt{2\pi} \left(\frac{q-1}{q} \rho^* \right)^{1-\lambda_1}} \quad (10.8)$$

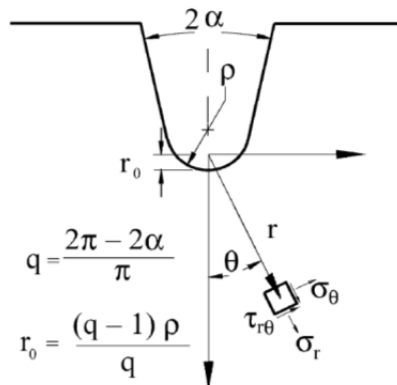


Figura 10.4: Sistema di riferimento nel caso di cricca avente raggio di fondo diverso da zero. [14]

In base alla relazione (10.8) è possibile ottenere K_I^V calcolando semplicemente la tensione di picco che si registra in un intaglio con raggio di fondo nullo analizzato con una mesh grossolana. Si noti che tale relazione dipende dal raggio di fondo intaglio fittizio e dalla mesh utilizzata. Tuttavia, una volta calcolato ρ^* e definita una tipologia di mesh, la relazione (10.8) può essere utilizzata per risolvere geometrie tra di loro anche molto diverse.

Meneghetti e Lazzarin hanno applicato la formulazione da loro proposta a diverse geometrie semplici per calibrare il metodo, ovvero per ottenere un valore di ρ^* e una tipologia di mesh. Operando in questo modo hanno trovato che, rispettando alcune ipotesi di lavoro che saranno descritte in seguito, si può scrivere:

$$K_{FE}^* = \frac{K_I^V}{\sigma_{peak} d^{1-\lambda_1}} = 1.38 \quad (10.9)$$

La relazione (10.9) risulta molto utile nelle applicazioni reali perché consente di trovare K_I^V conoscendo solamente il valore di picco della prima tensione principale (σ_{peak}) misurato con una mesh grossolana all'apice della cricca e la dimensione degli elementi della mesh d .

Le ipotesi da rispettare per poter utilizzare (10.9) sono:

- Utilizzo degli elementi PLANE42 delle librerie di Ansys® 8.0 o, alternativamente, utilizzo dell'elemento PLANE182 per le attuali versioni (14) del codice di calcolo in cui si imposti la tecnologia dell'elemento su "Simple Enhanced Strain" (K1 = 3)
- Stesura di una mesh free utilizzando il meshatore automatico di Ansys® e impostando come unico vincolo una global size pari a d (in millimetri).
- Angolo di apertura dell'intaglio 2α compreso tra 0 e 135°
- Verificare il pattern degli elementi: le mesh devono essere simili a quelle in figura 10.5

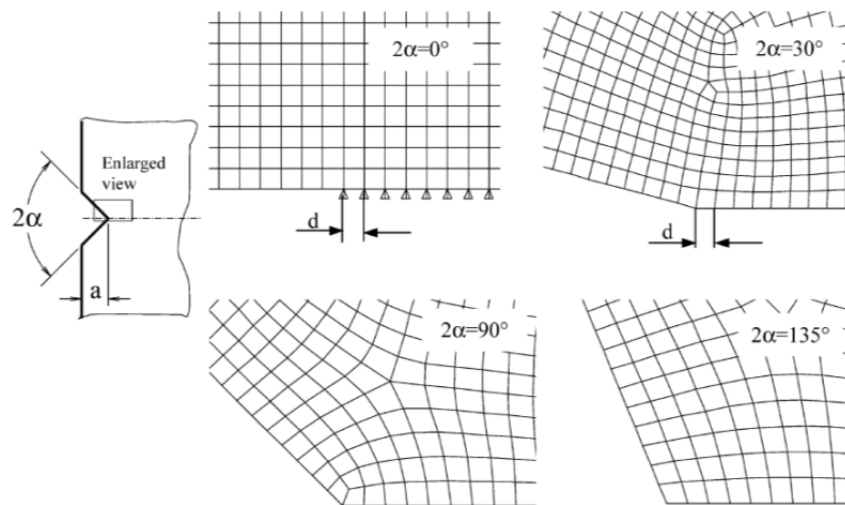


Figura 10.5: Forma e dimensione degli elementi all'apice della cricca affinché risulti applicabile (10.9). [14]

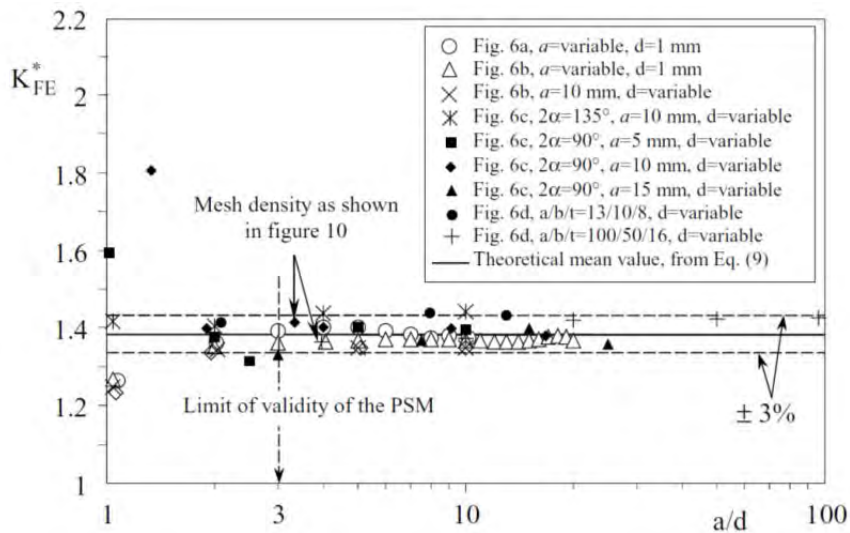


Figura 10.6: Rapporto calcolato tramite analisi FEM sulle geometrie di figura in cui si è fatto variare a e/o d . [14]

- Verificare il rapporto a/d sia maggiore o uguale a 3 (figura 10.6). Si noti infatti che la mesh utilizzata non può essere troppo grossolana. Il limite di applicabilità è stato calcolato analizzando le geometrie di figura 10.7 in cui si è fatto variare a e/o d .

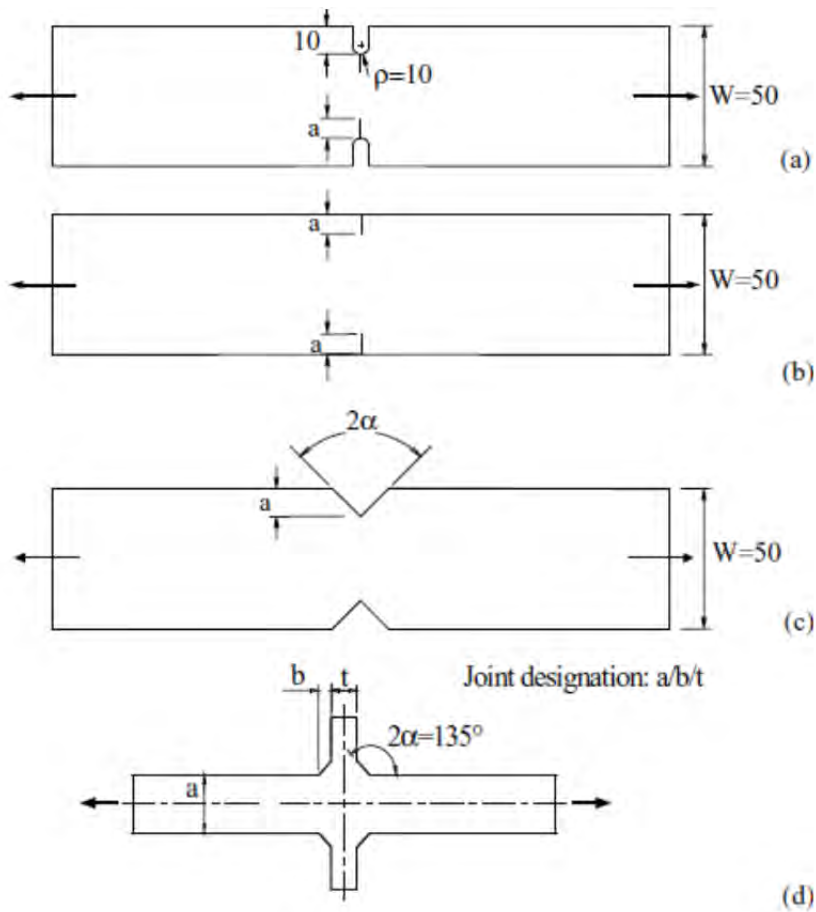


Figura 10.7: Geometrie utilizzate per verificare i limiti di applicabilità delle relazioni proposte. [14]

In base alle relazioni sopra esposte esiste una relazione tra K_I^V e σ_{peak} ed è quindi possibile trasformare le curve di resistenza a fatica espresse in termini di NSIF facendo uso della σ_{peak} . Un esempio di tale curva può essere visto in figura 10.8 nel caso di giunti saldati in acciaio. Si noti che la relazione (10.9) può essere applicata direttamente nel caso in cui si rispettino le suddette condizioni. Sfruttando tale formulazione l'analisi dei giunti saldati si semplifica notevolmente dato che non è necessaria una mesh molto raffinata e che è sufficiente conoscere un singolo valore di tensione e la dimensione del global size della mesh.

Inoltre, anche qualora non si rispettassero alcune delle condizioni imposte dal metodo, esiste un solido metodo analitico che consente di ottenere facilmente nuove relazioni applicabili nel proprio specifico caso. Ad esempio, nel caso in cui la meshatura sia difforme da quella proposta o si usino elementi di tipo diverso da PLANE42/PLANE182, è sufficiente ricalibrare il metodo (i.e. ricalcolare ρ^* e K_{FE}^*) sfruttando le relazioni analitiche proposte.

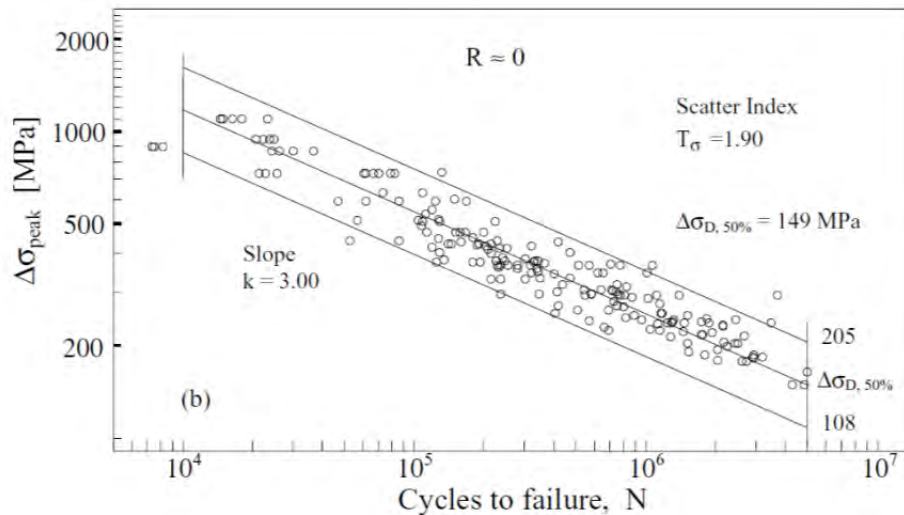


Figura 10.8: Curva di resistenza a fatica espressa in termini di tensione di picco nei caso di giunti saldati in acciaio. [14]

10.2.2 Estensione del metodo PSM attraverso il SED

Lazzarin e Zambardi [15] hanno fornito l'espressione dell'energia totale di deformazione (SED), mediata su un volumetto di raggio R_0 , nel seguente modo:

$$\Delta\bar{W} = \frac{e_1}{E} \left[\frac{\Delta K_1}{R_0^{1-\lambda_1}} \right]^2 + \frac{e_2}{E} \left[\frac{\Delta K_2}{R_0^{1-\lambda_2}} \right]^2 \quad (10.10)$$

dove R_0 è il raggio del volumetto di controllo, e_1 e e_2 sono due parametri che dipendono esclusivamente dall'angolo di apertura dell'intaglio e dal modulo di Poisson ν . Il metodo SED, può essere applicato, così come il PSM, facendo uso di una mesh grossolana e fornisce

risultati che anche in questo caso uniscono geometrie diverse in un'unica banda di resistenza a fatica. Inoltre essendo un metodo locale, ma basato sul concetto di volume strutturale, può essere applicato in qualsiasi direzione a partire dall'apice della cricca e anche in corrispondenza della radice del cordone di saldatura. Nel caso in cui il modo II di sollecitazione sia non singolare o comunque trascurabile rispetto al modo I (cosa che si verifica quando 2α è maggiore di 135°), l'espressione (10.10) si semplifica:

$$\Delta\bar{W} = \frac{e_1}{E} \left[\frac{\Delta K_1}{R_0^{1-\lambda_1}} \right]^2 \quad (10.11)$$

Le equazioni (10.9) e (10.11) possono tra di loro essere collegate [12] poiché:

$$\Delta K_1 = K_{FE}^* \cdot \Delta\sigma_{peak} \cdot d^{1-\lambda_1} \quad (10.12)$$

$$\Delta\bar{W} = \frac{e_1}{E} \left[K_{FE}^* \cdot \Delta\sigma_{peak} \left(\frac{d}{R_0} \right)^{1-\lambda_1} \right]^2 = \frac{1-v^2}{2E} \Delta\sigma_{eq}^2 \quad (10.13)$$

e quindi si può esprimere il range di tensione equivalente in termini di tensione di picco (misurata secondo il metodo PSM):

$$1.38 \sqrt{\frac{2e_1}{1-v^2}} \cdot \Delta\sigma_{peak} \cdot \left(\frac{d}{R_0} \right)^{1-\lambda_1} = f_w \cdot \Delta\sigma_{peak} \quad (10.14)$$

dove il coefficiente f_w pesa il range di tensione di picco ottenendo quindi una tensione di picco pesata su base energetica. La relazione (10.14) estende l'utilizzo del metodo PSM a tutte le direzioni attorno all'apice della cricca ed anche alla zona della radice cordone. Pesando quindi le tensioni ottenute tramite PSM facendo uso di una metodologia energetica mutuata dal SED il PSM è stato esteso fino a considerare diverse condizioni di rottura, in diverse configurazioni geometriche, mantenendo allo stesso tempo la formulazione semplice e rapida da applicare in campo industriale. (I coefficienti f_w si trovano infatti tabellati e questa estensione del metodo non richiede quindi particolari accorgimenti oltre quanto già riportato circa il metodo PSM standard).

Al fine di validare il metodo proposto, Meneghetti e Lazzarin hanno analizzato diverse geometrie di giunti saldati tramite il metodo PSM esteso facendo uso del coefficiente energetico. Hanno così rielaborato la curva di resistenza a fatica di figura 10.8 ed ottenuto una nuova curva di resistenza a fatica (figura 10.9). Si noti che ancora una volta la banda di dispersione risulta unica per geometrie tra loro diverse, inoltre il metodo energetico consente di analizzare geometria aventi un angolo di apertura diverso da 135° facendo uso della stessa curva di resistenza.

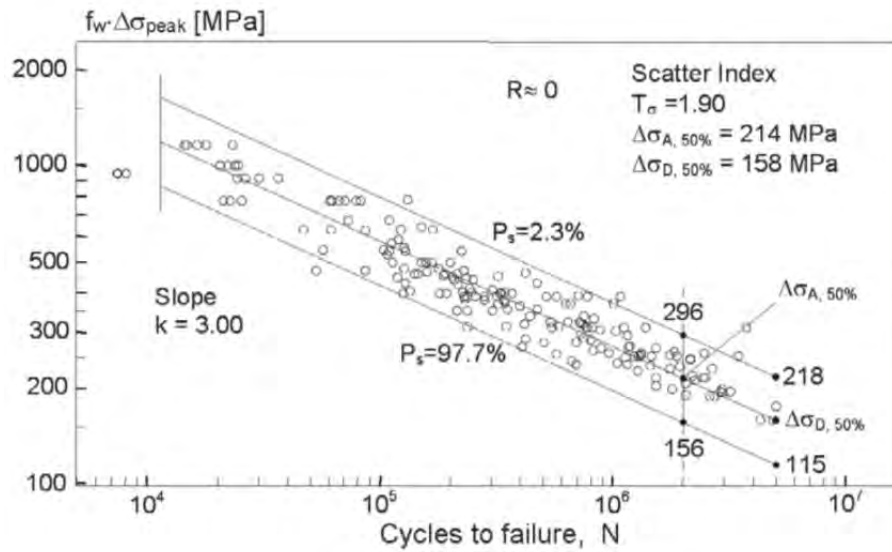
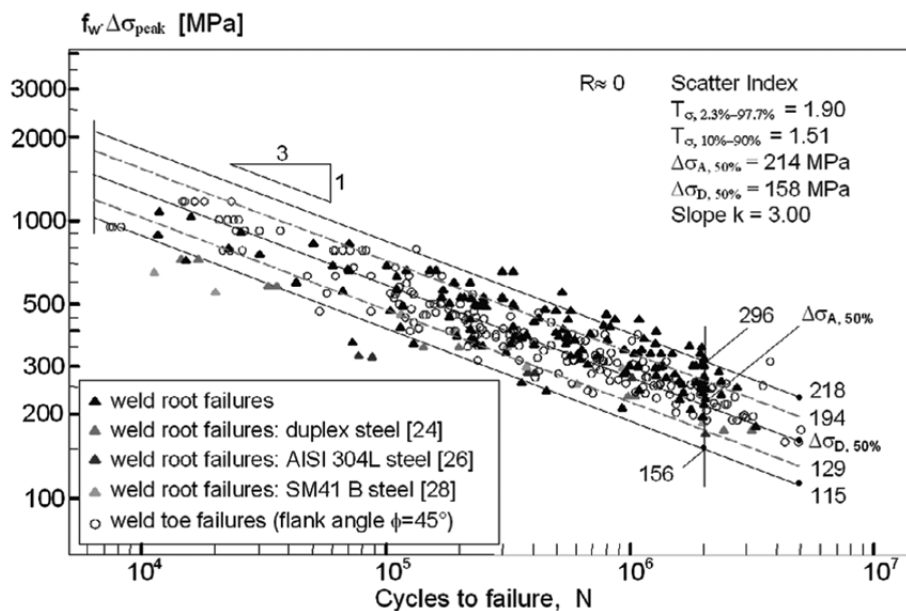


Figura 10.9: Curva di resistenza a fatica rielaborata in termini di picco di tensione pesato tramite il coefficiente energetico. La banda di dispersione è relativa a due deviazioni standard. [12]

Oltre alla rielaborazione dell'applicazioni già studiate in precedenza riguardanti cricche a piede cordone gli autori hanno analizzato anche casi in cui il punto critico si trova alla radice del cordone di saldatura. Come si evince da figura 10.10 i risultati, in caso di rottura alla radice del cordone di saldatura, cadono ancora una volta all'interno della banda di dispersione utilizzata per le rotture al piede del cordone.



The scatter bands refer only to weld toe failures (same data of Figures 6 and 7) and are related to mean values \pm two standard deviations ($T_\sigma = 218/115 = 1.90$) or to $P_s = 10\% - 90\%$ ($T_\sigma = 194/129 = 1.51$).

Figura 10.10: Curva di resistenza a fatica rielaborata in termini di picco di tensione pesato tramite il coefficiente energetico. La curva si riferisce a geometria in cui si ha rottura sia al piede del cordone di saldatura che alla radice. [12]

Risulta quindi dimostrato che un'unica curva di resistenza a fatica può essere utilizzata per valutare:

- Geometrie diverse tra di loro
- Angoli di apertura diversi da 135°
- Rotture che avvengono sia al piede che alla radice del cordone di saldatura

10.2.3 Estensione del metodo PSM alle geometrie 3D

La metodologia fin ora esposta presenta un limite molto importante qual ora si voglia applicarla a situazioni reali in ambito industriale: il metodo proposto è stato infatti studiato solo per casi bidimensionali.

In un ambiente industriale non sempre è possibile ricondurre la geometria analizzata ad un'equivalente geometria 2D. Inoltre, in una realtà ormai dominata da programmi di disegno CAD 3D, sarebbe molto utile poter utilizzare con i software agli elementi finiti i disegni tridimensionali già realizzati. Per questo motivo il metodo PSM è stato esteso anche al caso di modelli ad elementi finiti 3D.

Basandosi su una giustificazione teorica si è dimostrato, anche attraverso analisi sperimentali, che i risultati ottenuti facendo uso di mesh bidimensionali possono essere utilizzati anche nel caso di mesh tridimensionali. In particolare, la giustificazione teorica si basa sul fatto che le funzioni di forma adottate da elementi solidi aventi 8 nodi sono simili alle funzioni di forma implementate per elementi piani aventi 4 nodi [16]. In conclusione, qual ora si utilizzino mesh simili a quelle usate nei casi bidimensionali, nei casi di stati piani di tensione o deformazione, la relazione (10.9) risulta valida anche nel caso di mesh aventi elementi tridimensionali. Il metodo PSM può quindi essere utilizzato anche in questi casi, facendo uso di mesh grossolane, analizzando un unico nodo per valutare i risultati ed applicando una relazione semplice per calcolare l'N-SIF.

In [16] sono state analizzate diverse geometrie tridimensionali per validare il metodo appena proposto. In figura 10.11 è riportato un esempio di geometria analizzata, come si può notare si tratta di una geometria complessa, per la cui analisi si è utilizzato la tecnica del submodelling al fine di ottenere nella zona vicina al piede del cordone di saldatura una mesh congruente con le ipotesi del metodo PSM.

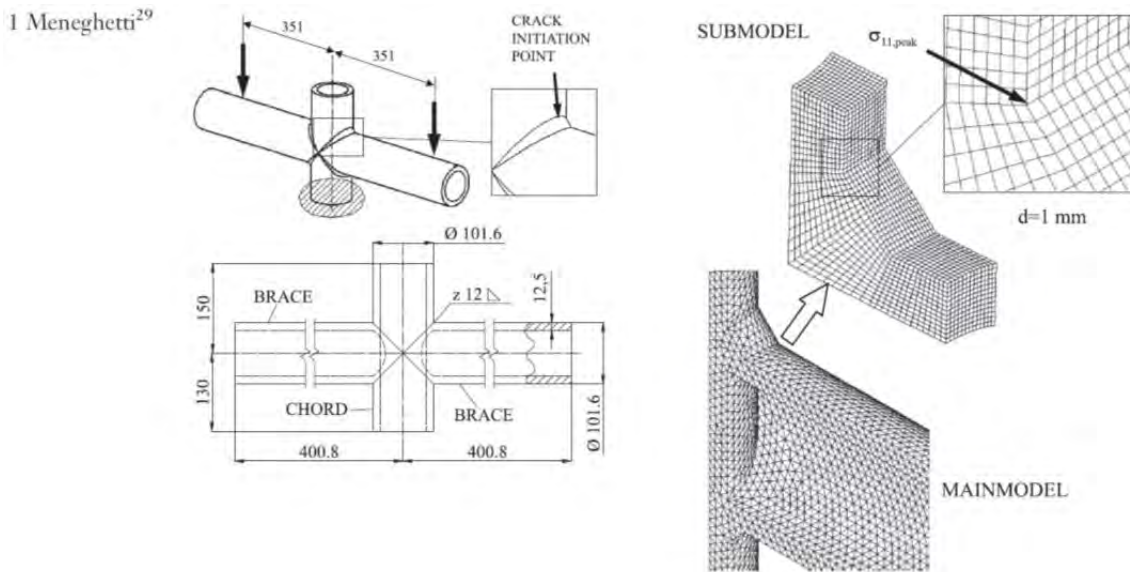


Figura 10.11: Esempio di applicazione del metodo PSM a mesh tridimensionali. [16]

Nel caso in cui si analizzino geometrie tridimensionali esistono ovviamente più punti “a piede del cordone di saldatura”, ciascuno di questi può dare origine alla cricca che causerà la rottura del pezzo. Gli autori hanno dimostrato che il metodo PSM è in grado non solo di prevedere la resistenza a fatica del componente, ma anche di prevedere quale sarà il punto d’innescio della cricca. Mappando l’andamento delle tensioni lungo un path alla base del cordone di saldatura si è dimostrato che il punto d’innescio della cricca è situato in corrispondenza del punto di massima tensione lungo il path.

In conclusione quindi il metodo PSM, anche grazie alle diverse estensioni illustrate, si propone come una valida alternativa al metodo classico di progettazione. Infatti, così come il metodo N-SIF, consente di superare il limite legato alla geometria del componente facendo riferimento ad un approccio locale al piede o alla radice del cordone di saldatura. Questo consente di individuare un’unica curva di resistenza a fatica per geometrie anche molto diverse tra di loro, eliminando quindi la necessità di realizzare prove a fatica (costose sia dal punto di vista economico che temporale) per ogni singola geometria. Inoltre, consente di superare il limite di applicabilità del metodo N-SIF in ambito industriale poiché fa uso di mesh grossolane, bi o tridimensionali e richiede per l’analisi dei risultati la valutazione della tensione in un singolo nodo nei casi bidimensionali. Qual ora invece la geometria sia tridimensionale è sufficiente estrapolare i valori di tensione lungo un path al piede del cordone di saldatura per ottenere

(valutando il picco di tensione lungo il path) sia la resistenza a fatica del componente, sia il punto d'innesco della cricca.

Nell'applicare il metodo devono essere rispettate alcune ipotesi che non sono tuttavia troppo vincolanti nei casi reali. Inoltre, qualora non si possano rispettare le suddette ipotesi, il modello analitico alla base del metodo consente di verificare l'applicabilità delle proprie condizioni di lavoro ed ottenere tramite un processo di calibrazione una nuova formulazione adatta allo specifico caso.

Nel corso dei prossimi capitoli i metodi sopra descritti verranno utilizzati per analizzare un caso reale.

CAPITOLO 11

Determinazione della curva S-N di un giunto saldato

Nel presente capitolo si descriveranno lo svolgimento ed i risultati ottenuti nel corso di una serie di prove a fatica su un componente saldato. Come già detto nello scorso capitolo questo tipo di prove è fondamentale per la progettazione tradizionale dei giunti saldati. Una volta nota la curva S-N, infatti, è possibile prevedere la vita del componente oppure effettuare il dimensionamento per ottenere una certa durata temporale. Questo tipo di curva però dipende dalla geometria analizzata e deve essere quindi determinata per ogni nuova geometria proposta. In particolare nel presente lavoro si farà riferimento alla geometria riportata in figura 11.1 e figura 11.2. La scelta è ricaduta su tale geometria poiché è presente in molte giostre prodotte da Zamperla e risulta essere quindi di evidente interesse pratico oltre che teorico.

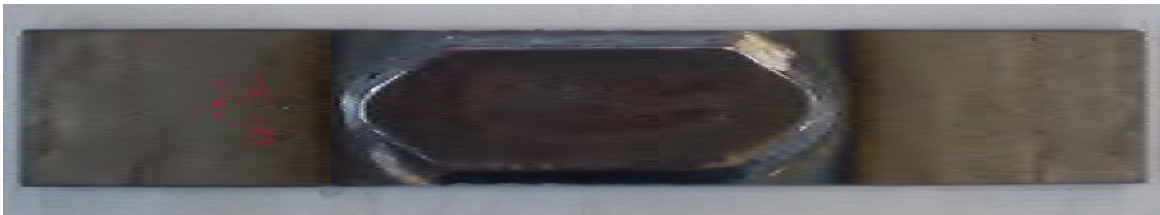


Figura 11.1: Foto del provino utilizzato nelle prove a fatica.

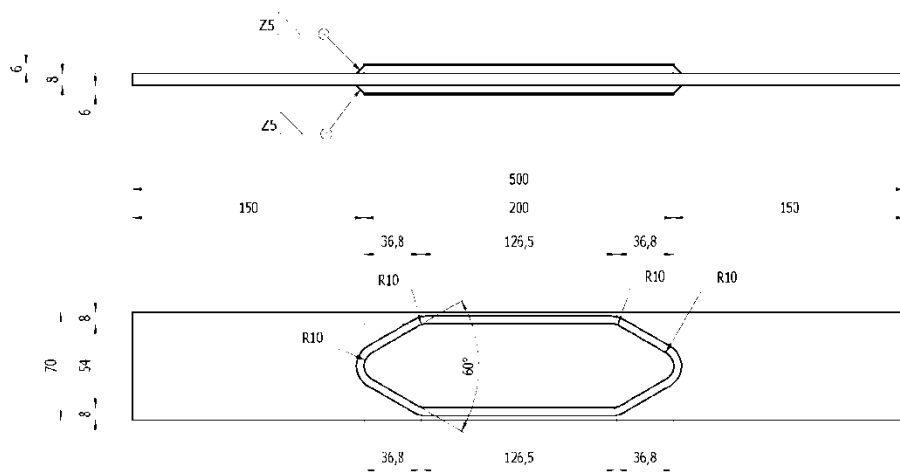


Figura 11.2: Disegno tecnico di riferimento per il provino utilizzato nelle prove a fatica.

I provini sopra riportati sono realizzati saldando due elementi di rinforzo (uno per ogni lato) su di una piastra di acciaio (il materiale utilizzato è un acciaio S355 per tutti gli elementi). La saldatura è realizzata in gas attivo con filo elettrodo fusibile (MAG). Una geometria di questo tipo è presente in Dumbo, si ricordi l'elemento di irrigidimento nel braccio principale nella zona prossima all'attacco del pistone pneumatico di sollevamento già menzionato nei capitoli precedenti.

11.1 Rilevazioni sui provini

Prima di procedere con le prove a fatica si è provveduto alla misurazione dei provini per conoscere le distorsioni provocate dal processo saldatura. Tutti i provini presentano una distorsione dalla linearità conseguenza del ritiro termico avvenuto dopo il deposito del materiale di apporto. Tali distorsioni influenzeranno ovviamente lo stato tensionale durante le prove, infatti, nel momento in cui il provino verrà afferrato tra le ganasce della macchina di prova le deformazioni presenti verranno annullate generando chiaramente delle tensioni in tutto il componente.

Le rilevazioni sono state eseguite secondo la seguente procedura: si è fissato dapprima il componente per mezzo di una morsa su di un blocchetto dalle facce piane-parallele poggiato sul banco di lavoro di una fresa, assicurandosi che la lunghezza bloccata fosse sempre pari a 50 mm (figura 11.3). Dopo di che con un comparatore è stata misurata la freccia presente in 8 punti sul componente. Il comparatore era fissato alla testa di una fresa a controllo numerico, assicurato per mezzo di una base magnetica così da costituire un riferimento mobile con precisione (grazie ai movimenti della fresa, che sono stati comandati manualmente attraverso le opportune manovelle) ma al contempo fisso sulla testa (figura 11.4).

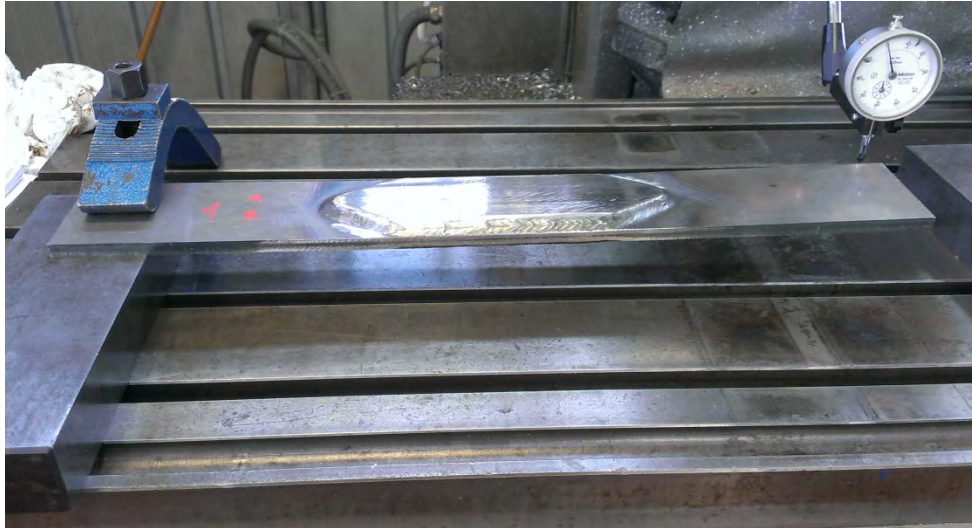


Figura 11.3: Vista del provino bloccato per effettuare le misurazioni.

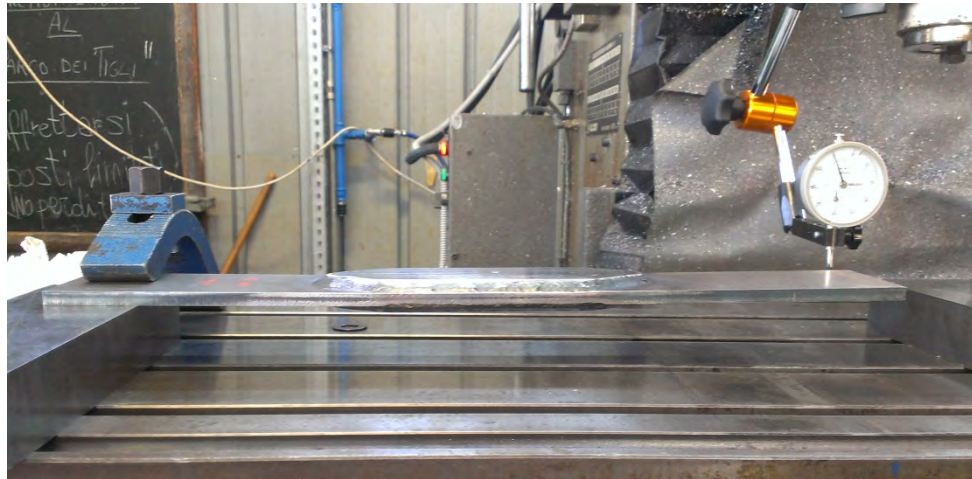


Figura 11.4: Vista del provino bloccato per effettuare le misurazioni, si noti la distorsione conseguente al processo di saldatura.



Figura 11.5: Macchina a controllo numerico utilizzata durante le rilevazioni. Si noti il comparatore bloccato sulla testa di lavoro della macchina.

I punti di misura sono rappresentati nella seguente figura:

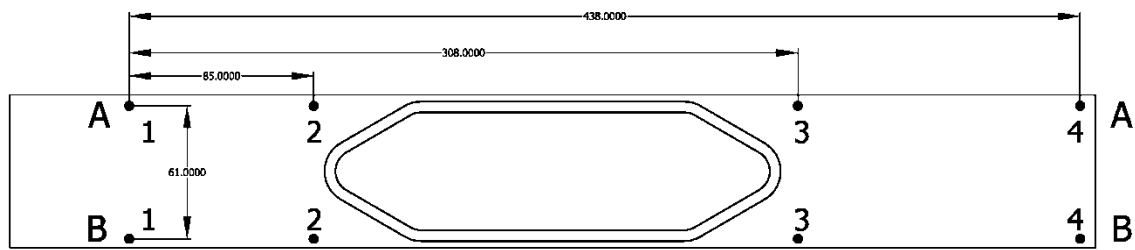


Figura 11.6: Punti di misura nei provini. I punti di misura fanno riferimento a 8 posizioni, raggruppate lungo due linee (A e B)

Facendo riferimento alla figura 11.6 si noti che i punti di misura si dispongono su due segmenti (A e B). Inoltre, va sottolineato che il raggiungimento della posizione corretta durante la misurazione è garantito dalla macchina: nel display di controllo della fresa è visibile la quota attuale di posizionamento della testa di lavoro della macchina con precisione fino al centesimo di millimetro. E' sufficiente quindi portarsi sempre alle stesse quote durante la misurazione per ottenere sempre gli stessi punti di misura (a meno dell'incertezza di posizionamento del provino nella morsa). Grazie a queste rilevazioni è stato possibile calcolare la freccia (negli 8 punti), l'angolo di inclinazione del provino rispetto all'orizzontale θ e l'angolo di torsione φ . L'angolo di inclinazione è stato calcolato utilizzando il rapporto incrementale tra i punti di misura 3 e 4 sia per il lato A che per il lato B. Vale infatti:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{f_4 - f_3}{\text{dist. } 3,4} \right) \quad (11.1)$$

con:

f_i = freccia nel punto i – esimo

$\text{dist. } 3,4$ = distanza tra i due punti di misura

L'angolo di torsione è stato misurato in maniera analoga:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{f_{4,A} - f_{4,B}}{\text{dist. } 4A, 4B} \right) \quad (11.2)$$

I risultati delle misurazioni sono riportati nella seguente tabella:

N° Provino	Quota 1 [mm]	Quota 2 [mm]	Quota 3 [mm]	Quota 4 [mm]
A	0.00	-0.01	3.97	6.78
B	0.00	-0.01	3.74	6.55
A	0.00	0.00	2.65	5.74
B	0.01	-0.01	2.37	5.45
A	0.00	-0.01	2.65	6.20
B	0.00	0.00	2.50	6.06
A	0.00	-0.06	3.21	6.10
B	0.00	-0.09	2.81	5.69
A	0.00	-0.09	2.24	4.92
B	0.01	-0.10	2.00	4.70
A	0.00	-0.02	3.53	7.70
B	0.00	-0.02	3.25	7.50
A	0.00	-0.07	2.79	5.25
B	0.00	-0.11	2.42	4.84
A	0.00	-0.10	1.83	4.53
B	0.02	-0.12	2.56	4.10
A	0.00	-0.10	2.73	5.65
B	0.00	-0.10	2.15	5.11
A	0.00	-0.07	3.40	7.35
B	0.00	-0.10	2.81	6.72
A	0.00	-0.18	3.03	5.81
B	0.02	-0.18	2.43	5.15
A	0.00	-0.10	2.00	4.80
B	0.01	-0.15	1.40	4.29
A	0.00	0.01	3.29	6.87
B	0.00	-0.02	2.97	6.58
A	0.00	-0.10	2.15	4.85
B	0.02	-0.11	1.73	4.40
A	0.05	-0.11	2.61	5.65
B	0.00	-0.12	2.25	5.32

Δy [mm]	$tg\theta$	θ [rad]	θ [°]
2.81	0.021615	0.022	1.2383
2.81	0.021615	0.022	1.2383
3.09	0.023769	0.024	1.3616
3.08	0.023692	0.024	1.3572
3.55	0.027308	0.027	1.5642
3.56	0.027385	0.027	1.5686
2.89	0.022231	0.022	1.2735
2.88	0.022154	0.022	1.2691
2.68	0.020615	0.021	1.1810
2.7	0.020759	0.021	1.1898
4.17	0.032077	0.032	1.8372
4.25	0.032692	0.033	1.8725
2.46	0.018923	0.019	1.0841
2.42	0.018615	0.019	1.0665
2.7	0.020769	0.021	1.1898
1.54	0.011846	0.012	0.6787
2.92	0.022462	0.022	1.2867
2.96	0.022769	0.023	1.3044
3.95	0.030385	0.030	1.7404
3.91	0.030077	0.030	1.7228
2.78	0.021385	0.021	1.2251
2.72	0.020913	0.021	1.1986
2.8	0.021538	0.022	1.2339
2.89	0.022231	0.022	1.2735
3.58	0.027538	0.028	1.5774
3.61	0.027769	0.028	1.5907
2.7	0.020769	0.021	1.1898
2.67	0.020538	0.021	1.1766
3.04	0.02385	0.023	1.3396
3.07	0.023615	0.024	1.3528

Δy [mm]	$tg\phi$	ϕ [rad]	ϕ [°]
0.23	0.00377	0.004	0.2160
0.29	0.004754	0.005	0.2724
0.14	0.002295	0.002	0.1315
0.41	0.006721	0.007	0.3851
0.22	0.003607	0.004	0.2066
0.20	0.003279	0.003	0.1879
0.41	0.006721	0.007	0.3851
0.43	0.007049	0.007	0.4039
0.54	0.008852	0.009	0.5072
0.63	0.010328	0.010	0.5917
0.66	0.01082	0.011	0.6199
0.51	0.008361	0.008	0.4790
0.29	0.004754	0.005	0.2724
0.45	0.007377	0.007	0.4227
0.33	0.00541	0.005	0.3100

f [mm]	θ [°]	ϕ [°]
6.78	1.2383	0.2160
6.55	1.2383	
5.74	1.3616	0.2724
5.45	1.3572	
6.20	1.5642	0.1315
6.06	1.5686	
6.10	1.2735	0.3851
5.69	1.2691	
4.92	1.1810	0.2066
4.70	1.1898	
7.70	1.8372	0.1879
7.50	1.8725	
5.25	1.0841	0.3851
4.84	1.0665	
4.53	1.1898	0.4039
4.10	0.6787	
5.65	1.2867	0.5072
5.11	1.3044	
7.35	1.7404	0.5917
6.72	1.7228	
5.81	1.2251	0.6199
5.15	1.1986	
4.80	1.2339	0.4790
4.29	1.2735	
6.87	1.5774	0.2724
6.58	1.5907	
4.85	1.1898	0.4227
4.40	1.1766	
5.65	1.3396	0.3100
5.32	1.3528	

Figura 11.7: La presente figura riporta i risultati delle rilevazioni sui provini. Nell'ordine sono riportati: posizione A o B di misura, n° del provino, freccia alla distanza 1, 2, 3 e 4, differenza di freccia tra i punti 3 e 4, valori della tangente e dell'angolo teta in gradi e radianti, differenza di freccia tra i punti 4A e 4B, valori della tangente e dell'angolo phi in gradi e radianti, freccia nei punti 4A e B, angolo di inclinazione e di torsione.

11.2 Modalità di svolgimento delle prove a fatica

Per lo svolgimento delle prove a fatica è stata utilizzata la macchina di prova MFL presente nel laboratorio di costruzione di macchine dell'università di Padova. Tale macchina è in grado di applicare, quando opera in maniera ciclica, un carico massimo pari a 200 kN. Per svolgere le prove si procedeva fissando innanzitutto il provino nella ganasce superiore della macchina e quindi bloccandolo anche nella ganasce inferiore. Per vincolare in maniera sempre uguale i diversi provini sono stati tracciati due segni di riferimento a 50 mm sia dal bordo inferiore che da quello superiore di ciascun provino. Tali segni, una volta che il provino era stato afferrato, dovevano coincidere con il limite delle ganasce. Così facendo la lunghezza afferrata è sempre la stessa per tutti i provini. Un ulteriore controllo da svolgere durante la fase di montaggio è che il provino sia disposto parallelamente alle ganasce (i.e. il provino non deve essere inclinato).

Durante tutte le prove si è imposto un rapporto di ciclo costante e pari a 0.1, inoltre, nel corso della singola prova si è mantenuto costante il range di tensione applicato. Per stabilire quale fosse il primo range da applicare si è fatto riferimento ad una curva di resistenza a fatica già presente in normativa: tale curva è stata ottenuta per una geometria simile, ma non uguale, a quella qui analizzata. Le prove seguenti sono state effettuate variando il range di carico nell'intorno del primo range imposto al fine di ottenere una serie di punti distribuiti in maniera adeguata a rappresentare la curva di Wöhler del componente. Nel corso delle prove la macchina è stata usata nella modalità "controllo di forza", questo significa che i cicli imposti sono sinusoidali tra il valore di forza massimo e quello di forza minimo. Una volta stabilito il range di tensione desiderato le forze che la macchina doveva esercitare sono state calcolate nel seguente modo:

$$\sigma_{max} = \frac{\Delta\sigma}{(1-R)}; \quad \sigma_{min} = \sigma_{max} - \Delta\sigma$$

$$F_{max} = \sigma_{max} \cdot A; \quad F_{min} = \sigma_{min} \cdot A$$

Impostati tali valori nel sistema di controllo della macchina si è dato il via alla prova. Nei primi cicli la frequenza operativa imposta alla macchina era bassa (1 Hz) per verificare il corretto montaggio del provino, il corretto funzionamento della macchina e per verificare inoltre che la forza esercitata dalle ganasce fosse sufficiente a non far scivolare il pezzo. Svolto circa un centinaio di cicli in questo modo si aumentava la frequenza operativa passando in maniera sequenziale a 10, 20, 25 e quindi 27 Hz. Nei casi di carico più elevato (forze prossime al limite della macchina di 200 kN, si è mantenuto una frequenza di lavoro più bassa, pari a 10 Hz). Va sottolineato che la frequenza scelta per le prove non deve essere troppo

elevata per evitare che la forza applicata dalla macchina si discosti dall'andamento sinusoidale previsto dal ciclo teorico. In particolare è importante controllare qual è l'andamento del segnale elettrico "di comando" inviato alla macchina e quale sia l'andamento della forza realmente applicata. Per effettuare questo controllo è disponibile, nel computer che controlla la macchina, un'apposita finestra in cui visualizzare l'andamento delle due grandezze nel tempo. Si intuisce quindi che la frequenza operativa è stata scelta aumentando progressivamente il valore della stessa e mantenendo monitorati i due parametri sopra citati.

11.3 Valutazione degli effetti di distorsione dei provini

Le distorsioni presenti nei provini comporteranno delle sollecitazioni che andranno a sovrapporsi a quanto applicato dalla macchina di prova a fatica. Per valutare quale sia l'influenza di tali tensioni rispetto al carico esterno applicato si è deciso di estensimetrare il provino più distorto (provino n° 6) e misurare i carichi generati dal serraggio nelle morse della macchina di prova.

Prima di procedere all'estensimetratura un'analisi ad elementi finiti è stata realizzata per valutare dove termina l'effetto di concentrazione delle tensioni dovuto alla presenza del cordone di saldatura.

11.3.1 Modello geometrico

Il modello geometrico utilizzato durante le analisi è stato costruito a partire dal file step realizzato da Zamperla e contenente la geometria dell'intero provino. Per sfruttare le simmetrie presenti nel componente, il file step è stato importato in Catia® e sezionato fino ad ottenere la geometria di un ottavo del componente. Il risultato della modellazione può essere visto nella figura 11.8, mentre il modello geometrico di partenza è già stato riportato precedentemente (figura 11.2).

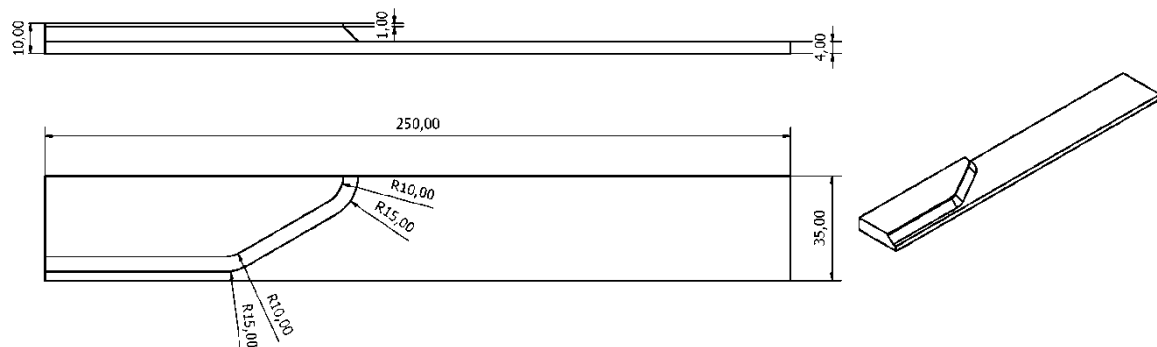


Figura 11.8: Risultato della modellazione in Catia, utilizzato poi per le analisi agli elementi finiti.

11.3.2 Mesh ed analisi di convergenza

Per meshare la geometria appena creata è stato utilizzato l'elemento Solid185 della libreria di Ansys®: elemento tridimensionale tetraedrico avente in tutto 4 nodi. La *key option* 1, ovvero l'*element technology* è stata posta pari a 3 (*simplified enhanced strain*). L'utilizzo di elementi tetraedrici consente infatti di meshare geometrie anche complesse ottenendo dei buoni risultati tramite il meshatore automatico.

Si è iniziato stendendo una mesh free su tutto il volume dopo aver impostato come unico vincolo per l'algoritmo di meshatura un *global size* pari a 3 mm. La seconda mesh è stata realizzata in maniera analoga, imponendo però un *global size* pari a 2 mm.

Si noti che nel corso di questa analisi non si è interessati a valutare il campo di tensione in prossimità del piede del cordone. Scopo della presente analisi è infatti quello di valutare a quale distanza da questo i valori di tensione sono pari a quelli nominali (ovvero non disturbati dalla concentrazione di tensione). Per questo motivo non è necessario disporre di una mesh molto fine (i.e. non è necessario utilizzare una mesh simile a quelle usate per calcolare gli NSIFs) ed inoltre l'analisi di convergenza non verrà fatta in base al picco di tensione presente a piede cordone, ma in un punto distante da questo (si noti peraltro che a piede cordone il campo presenta una singolarità quindi il valore di tensione tende ad infinito, all'aumentare della fittezza di mesh i valori ottenuti sarebbero quindi sempre crescenti). Il parametro utilizzato per valutare la convergenza della mesh è stato il valore di σ_x prelevato a 60 mm dal piede del cordone in un path disposto lungo l'asse di simmetria superiore del provino. (figura 11.11)

I valori ottenuti con le due mesh effettuate sono riportati nella seguente tabella:

Mesh	σ_x [MPa]	Scarto %
1	200.73	
2	200.74	0.005%

Tabella 11.1: Valori massimi ottenuti tramite analisi FEM nella zona di controllo.

Le mesh considerate hanno raggiunto convergenza nella zona di interesse per la presente analisi (tale conclusione è tratta anche in base al confronto con il valore nominale che verrà riportato in seguito).

11.3.3 Applicazione dei carichi

Al fine di valutare l'effetto di concentrazione di tensione dovuto alla presenza del cordone di saldatura si è scelto di applicare un carico di pura trazione al provino. Volendo applicare una

tensione nominale pari a 200 MPa e considerando che la sezione del provino è pari a 560 mm², la forza che deve essere applicata è pari a 112000 N.

Il carico è stato distribuito sui nodi presenti nella sezione di estremità tenendo opportunamente conto delle condizioni di simmetria presenti: è stato dapprima calcolato il numero complessivo di nodi che sarebbero presenti nel provino qual ora fosse modellato interamente e si è divisa la forza su questo numero di nodi. Si è inoltre tenuto conto del fatto che alcuni nodi essendo posti lungo linee (o punti) di simmetria, avranno un corrispettivo nodo nelle altre porzioni ed è quindi necessario dimezzare (o applicare un quarto) della forza presente sugli altri nodi. (figura 11.9)

Per quanto riguarda i vincoli è stato sufficiente porre il vincolo di simmetria sulle tre aree contenute nei piani di simmetria (figura 11.10).

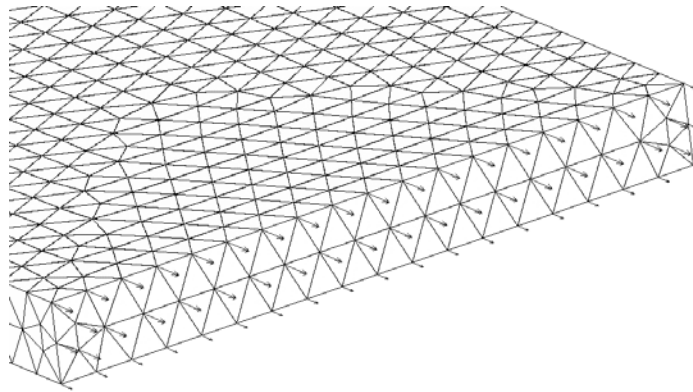


Figura 11.9: Applicazione della forza sulla faccia di estremità.

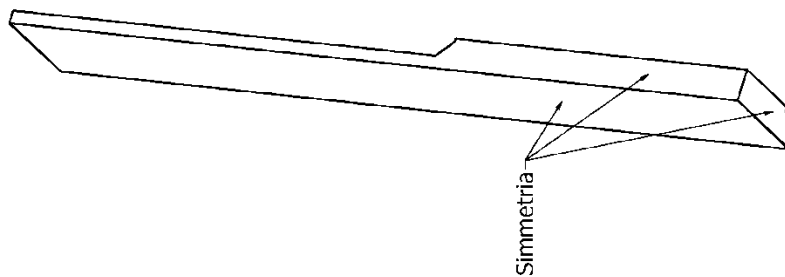


Figura 11.10: Facce in cui si è applicato il vincolo di simmetria.

11.3.4 Risultati

Per valutare il punto di corretto posizionamento per gli estensimetri si è studiato l'andamento delle tensioni lungo la linea di simmetria presente sulla faccia superiore della piastra (figura 11.11).

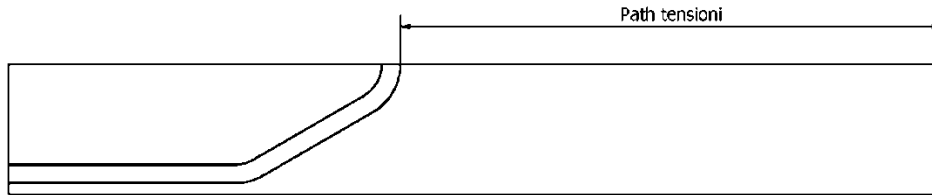


Figura 11.11: Path lungo cui è stato valutato l'andamento delle tensioni.

I grafici seguenti riportano tale andamento lungo tutta la linea e lungo la porzione di questa più vicina al cordone di saldatura:

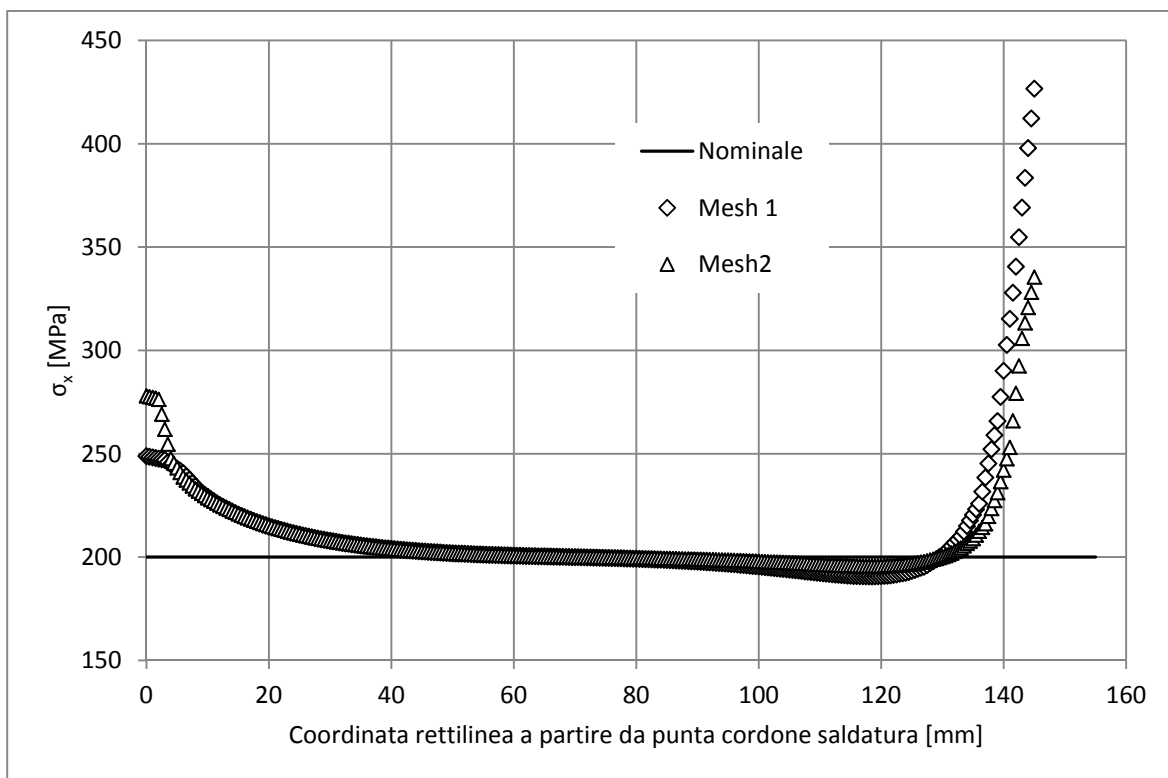


Figura 11.12: Andamento delle tensioni lungo il path riportato in figura precedente.

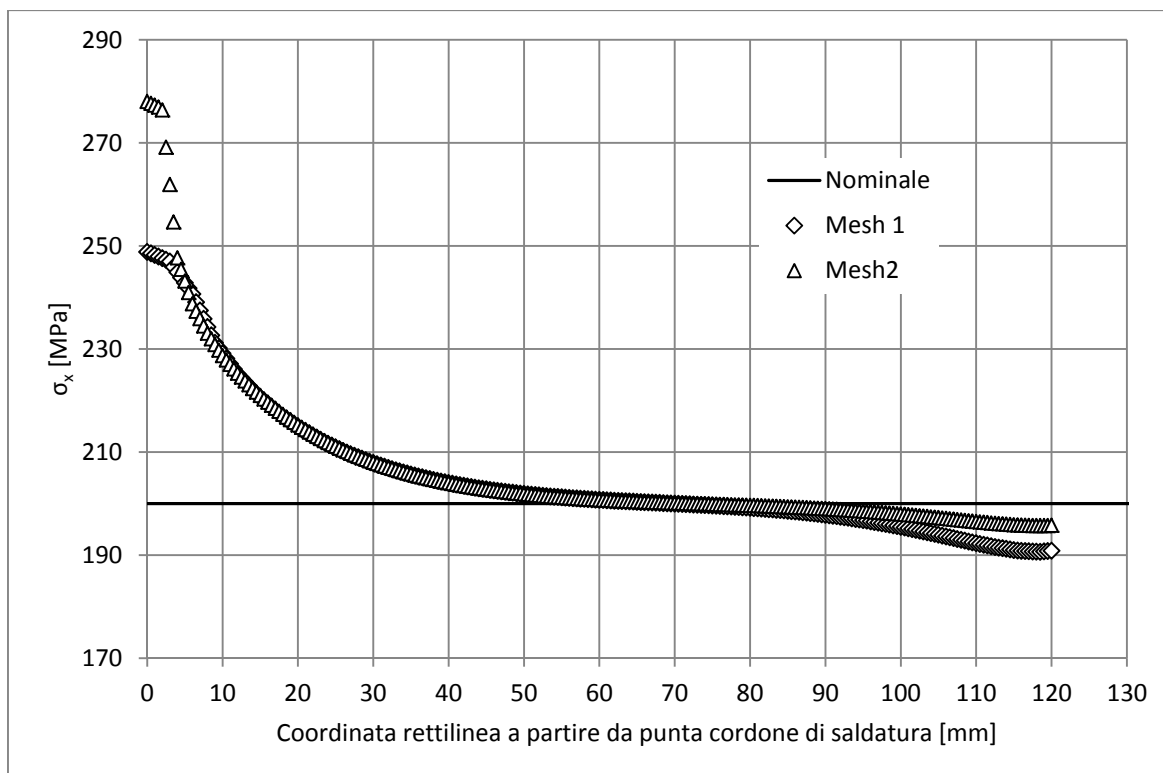


Figura 11.13: Andamento delle tensioni lungo una porzione del path.

I risultati delle analisi sopra riportati mostrano un andamento delle tensioni che si avvicina molto al valore nominale in una zona che va da 55 mm fino ad 85 mm. Inoltre, i valori di tensione sono in tale zona molto simili tra le due mesh, a conferma ulteriore della validità dell'analisi di convergenza. Si noti invece che alle estremità del *path* utilizzato si presentano dei picchi nei campi di tensione: il picco prossimo al piede del cordone è dovuto alla singolarità del campo, mentre il picco alla fine del provino è dovuto al fatto che il carico viene applicato in maniera concentrata solo su alcuni nodi.

Per scegliere la posizione di estensimetrazione oltre all'andamento delle tensioni si deve considerare anche il fatto che l'estremità del provino verrà afferrata per circa 50 mm dalle ganasce. Quest'area non può quindi essere utilizzata per l'incollaggio. Alla luce di questo vincolo, e considerando inoltre l'andamento del campo di tensione, si è deciso di incollare gli estensimetri a 60 mm dall'apice del cordone di saldatura. In questa posizione lo scarto tra il valore numerico ed il valore nominale è pari allo 0.37%.

11.3.5 Posizionamento estensimetri e loro incollaggio

Per andare a valutare, in diversi punti, gli effetti di tensione dovuti all'afferraggio, si è scelto di incollare 8 estensimetri sul provino. Gli estensimetri sono dei KYOWA® a griglia singola (KFG-3-120-C1-11L3M3R): sono estensimetri precablati con 3 metri di cavo ed aventi una

singola griglia estensimetrica lunga 3 mm. Il gauge factor di questo tipo di estensimetri è pari a $2.08 \pm 1\%$, mentre la resistenza è pari a 119.6Ω .

KYOWA		MADE IN JAPAN		
TYPE KFG-3-120-C1-11L3M3R				
GAGE FACTOR (24°C,50%RH)	2.08 ± 1.0%	LOT No. Y4496S	BATCH 156A	U03
GAGE LENGTH	3 mm	TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR	+0.008 %/°C	
GAGE RESISTANCE(24°C,50%RH)	119.6 ± 0.4 Ω	APPLICABLE GAGE CEMENT	CC-33A , EP-34B	
ADOPTABLE THERMAL EXPANSION	11.7 PPM/°C	QUANTITY	10	

KYOWA STRAIN GAGES

Figura 11.14: Caratteristiche degli estensimetri di tipo KFG-3-120-C1-11L3M3R

I punti di incollaggio sono (figura 11.15):

- Lungo la linea di simmetria, a 60 mm dalla punta del cordone di saldatura, sia superiormente che inferiormente all'elemento di irrigidimento e su entrambe le facce del provino (quindi complessivamente 4 estensimetri). Si definirà frontale la faccia sulla quale sono state misurate le frecce e che è disposta di fronte all'osservatore posto innanzi al banco prova. Posteriore quella opposta.
- A 60 mm dalla punta del cordone di saldatura, sia superiormente che inferiormente, ad una distanza pari a 15 mm dal bordo del provino (solo su una faccia; si noti che in tutto si incollano 4 estensimetri, poiché se ne pone uno in prossimità di ciascun bordo)

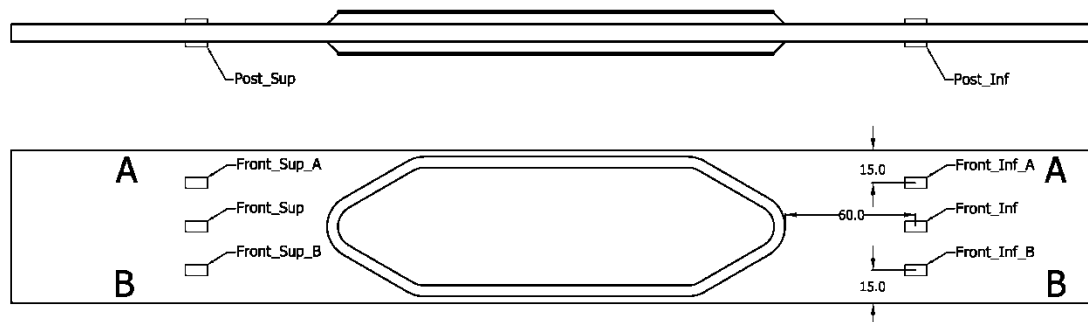


Figura 11.15: Schema di riferimento per la disposizione degli estensimetri nel provino.

Tutti gli estensimetri sopra citati sono stati collegati a quarto di ponte, così facendo con i primi quattro estensimetri è possibile calcolare il valore di sforzo assiale e di momento flettente in

due punti (sopra e sotto l'elemento di irrigidimento), mentre con gli altri quattro è possibile verificare l'uniformità delle tensioni lungo la sezione (sopra e sotto l'elemento di irrigidimento).

La modalità di incollaggio degli estensimetri è la stessa già descritta ampiamente nei capitoli precedenti, nelle figure seguenti sono illustrati risultati di tale procedura.

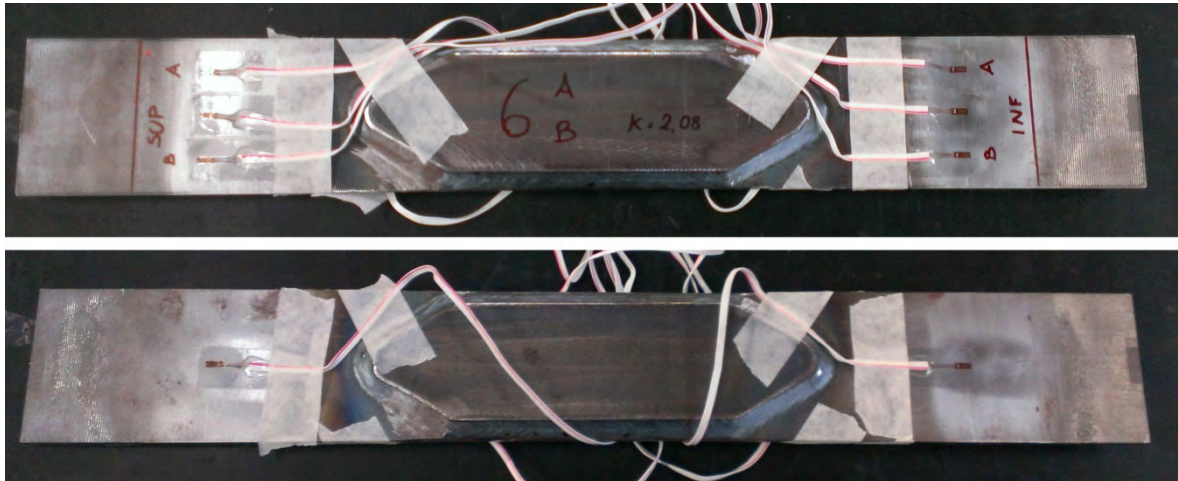


Figura 11.16: Vista complessiva della faccia frontale e posteriore del provino estensimetrato.

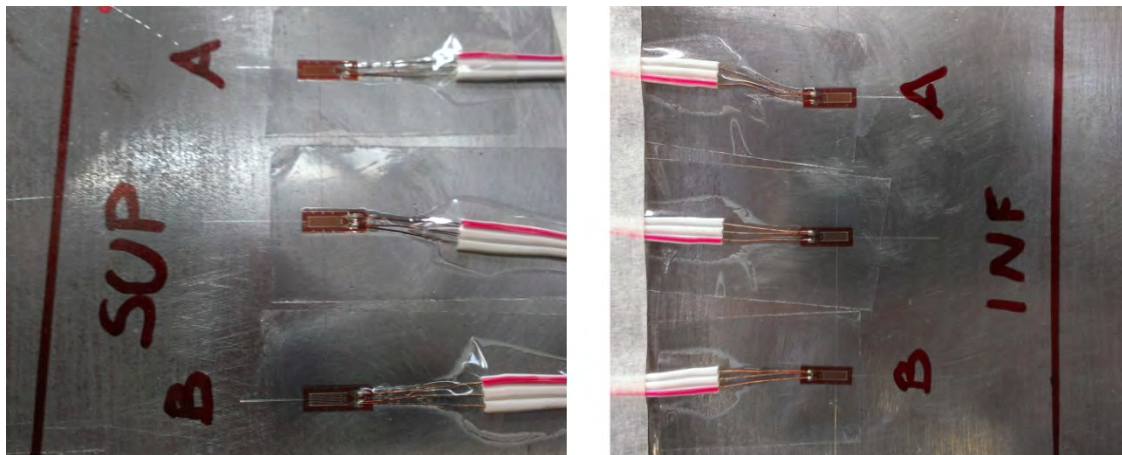


Figura 11.17: Vista di dettaglio degli estensimetri posti nella parte frontale del provino.

11.3.6 Modalità di esecuzione delle prove

Nel corso delle prove si è fatto uso contemporaneamente sia della macchina di prova a fatica MFL sia della centralina di acquisizione Cronos. La prima serviva ovviamente per afferrare il provino e solleccarlo in maniera analoga a quanto fatto durante le prove a fatica con gli altri campioni. La seconda invece serviva ad acquisire i segnali elettrici in uscita dagli estensimetri. La strumentazione necessaria è stata disposta come visibile nelle figure seguenti.

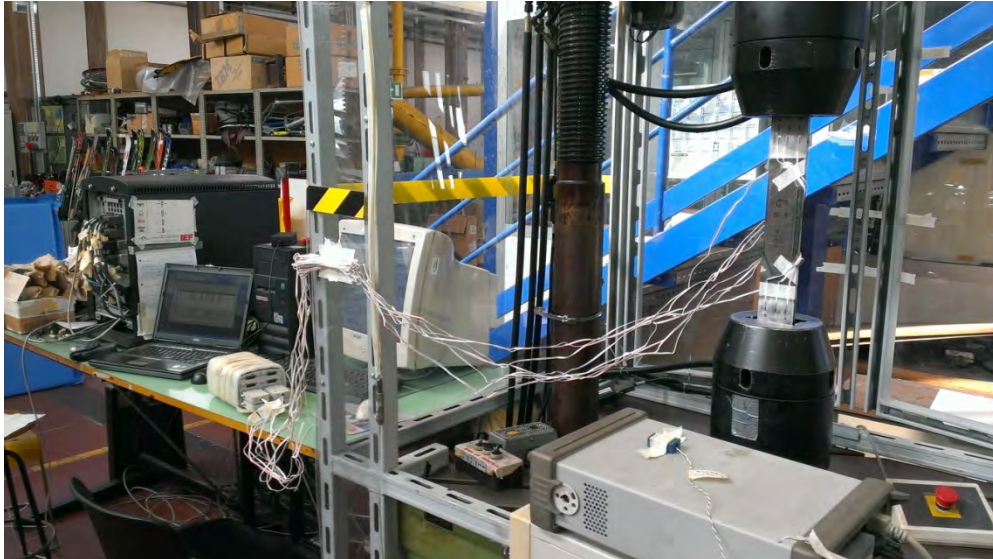


Figura 11.18: Strumentazione utilizzata per eseguire le prove con il provino estensimetrato, nella foto sono presenti da destra verso sinistra: provino afferrato tra le ganasce della macchina di prova MFL, computer necessario a controllare la macchina di prova, centralina imc Cronos e pc portatile usato per controllare la centralina.



Figura 11.19: Computer usato per controllare la macchina MFL, centralina Cronos e pc portatile usato per controllarla.

La prova è stata svolta nel seguente modo: si è innanzitutto fissato il provino nella ganascia superiore secondo le modalità già descritte precedentemente; in questa configurazione i canali estensimetrici sono stati azzerati uno alla volta tramite l'apposito comando dal software imc Devices 2.6. Quindi si è dato il via all'acquisizione tramite la centralina Cronos e si è afferrata anche l'estremità inferiore del provino. Raggiunta questa configurazione il componente è stato sollecitato imponendo gli stessi cicli di carico sinusoidali utilizzati durante le prove a fatica.

Per ciascun livello di carico sono stati effettuati circa 30 cicli prima di passare ad un carico maggiore. Infine, si è riportata la forza ad un valore nullo ed è stata aperta la ganascia inferiore ritornando alla condizione di inizio prova.

Il grafico seguente riporta l'andamento delle deformazioni misurate da due estensimetri posti sull'asse di simmetria del componente, entrambi in posizione inferiore, uno sulla faccia frontale ed uno sulla faccia posteriore (si ricordi figura 11.15). Si noti la deformazione relativa al momento dell'afferraggio, lo svolgimento dei cicli ai diversi carichi e quindi il rilascio del provino.

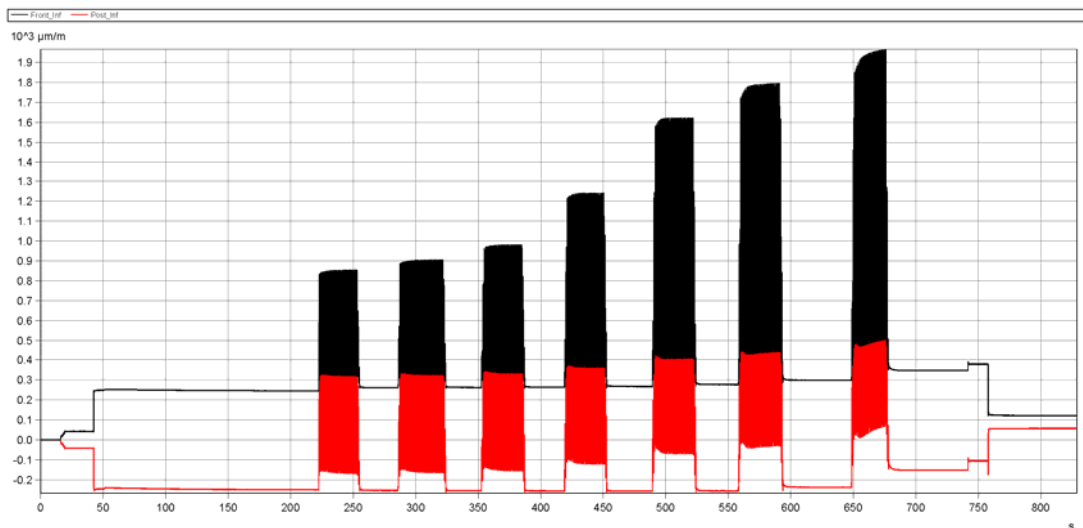


Figura 11.20: Andamento delle tensioni in un estensimetro posto frontalmente ed uno posto posteriormente.

In base alle distorsioni presenti nei provini ci si aspetta che la faccia frontale venga messa in trazione durante l'afferraggio, mentre quella posteriore venga messa in compressione. Questo risultato deriva dalla modalità di svolgimento delle misurazioni sui provini: quando si è fissato il provino in morsa per rilevarne la distorsione si è fatto in modo che la curvatura fosse sempre rivolta verso l'alto. La faccia su cui sono state prese le misure è stata sempre denominata poi come faccia frontale e quindi è logico che al momento dell'afferraggio tale faccia venga sempre messa in trazione, mentre quella posteriore venga messa in compressione. I risultati sperimentali confermano ovviamente questo comportamento.

Durante i cicli ci si aspetta che entrambi gli estensimetri diano un segnale di trazione ed anche questo trova conferma in figura 11.20. Infine, alla riapertura delle ganasce si osserva che rimane presente un livello residuo di deformazione. Questo è compatibile con le proprietà del materiale: per un S355 la tensione di snervamento è pari a 355 MPa, poiché durante i cicli le sollecitazioni hanno raggiunto i 357 MPa è comprensibile la presenza di una piccola deformazione plastica residua al termine delle prove.

11.3.7 Uniformità del campo di tensione

Il posizionamento di tre estensimetri sulla sezione di misura consente di valutare, sia in posizione superiore che in quella inferiore, se il campo di tensione si distribuisce uniformemente su tutto il provino. La modellazione teorica del componente prevedrebbe infatti un comportamento di questo tipo tuttavia le distorsioni presenti nel componente reale potrebbero portare a risultati diversi.

Le figura 11.21 e 11.22 riportano l'andamento delle deformazioni per i tre estensimetri posti superiormente ed inferiormente. Come si evince subito dai grafici il campo di deformazione, e quindi di tensione, risulta omogeneo sulla sezione del provino.

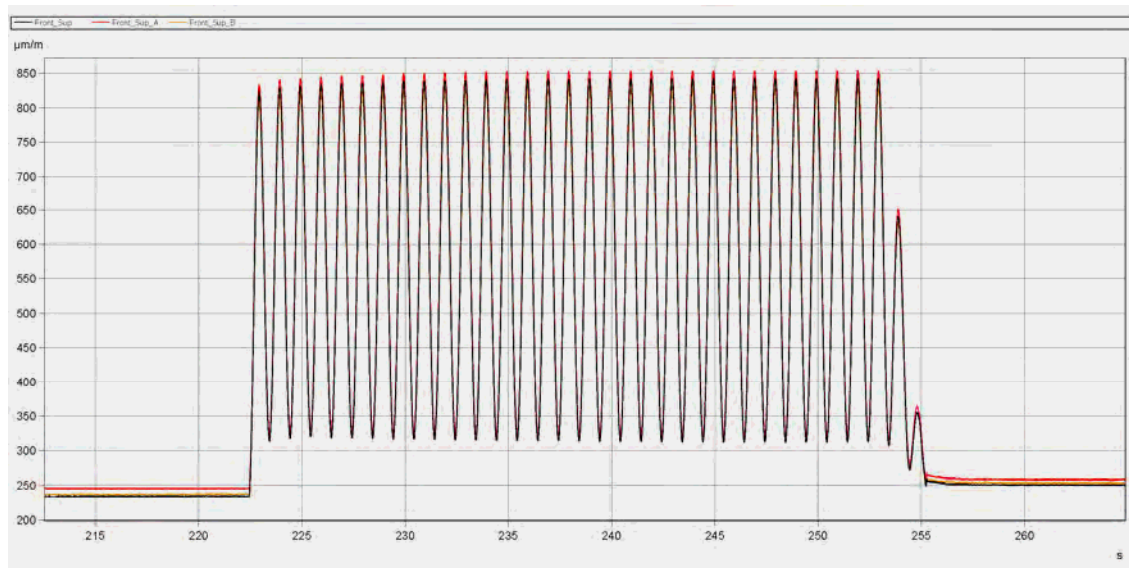


Figura 11.21: Valori di deformazione misurati con i 3 estensimetri in posizione frontale superiore durante i cicli svolti con un range di tensione pari a 125 MPa.

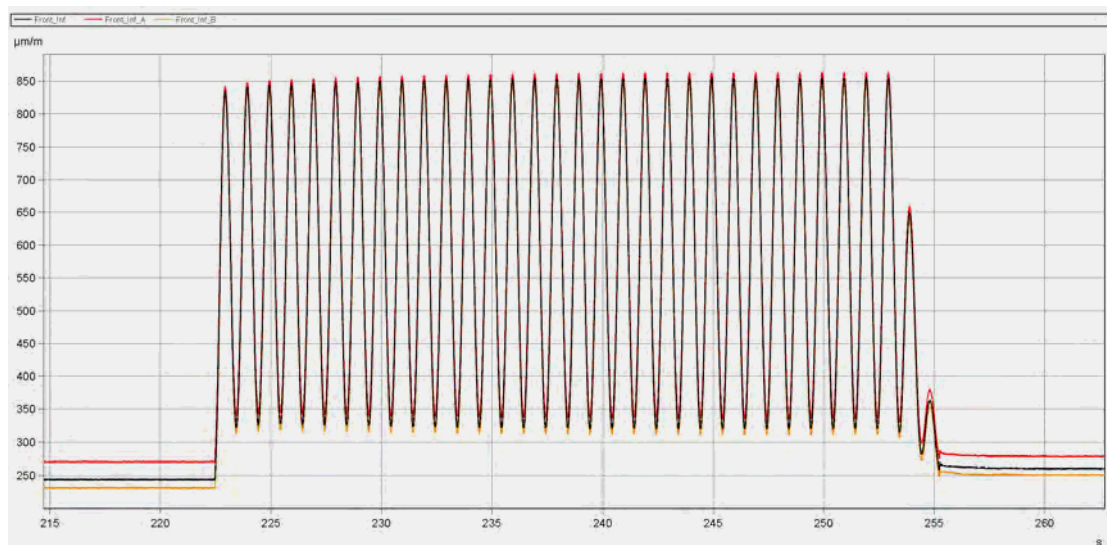


Figura 11.22: Valori di deformazione misurati con i 3 estensimetri in posizione frontale inferiore durante i cicli svolti con un range di tensione pari a 125 MPa.

11.3.8 Influenza delle distorsioni sui valori di tensione

In base al tipo di distorsione presente nei provini ci si aspetta che l'afferraggio nella macchina di prova comporti un carico di flessione che andrà a sovrapporsi al carico di trazione imposto dalla macchina durante lo svolgimento delle prove. Al fine di valutare tali effetti i segnali acquisiti attraverso gli estensimetri sono stati elaborati con il software imc Famos[®] Enterprise 6.3, il codice utilizzato è il seguente:

```

; Sequenza per:
; -Estrarre le componenti di trazione e momento flettente dai quarti di
ponte
; -Passare ai valori di tensione
; -Passare a momenti flettenti, sforzo normale

; Opero sui quarti di ponte:
Def_Flex_Sup = (Front_Sup-Post_Sup)/2
Def_Traz_Sup = (Front_Sup+Post_Sup)/2

Def_Flex_Inf = (Front_Inf-Post_Inf)/2
Def_Traz_Inf = (Front_Inf+Post_Inf)/2

; Salvo i valori calcolati:
SAVE Def_Flex_Sup
SAVE Def_Traz_Sup
SAVE Def_Flex_Inf
SAVE Def_Traz_Inf

; Introduzione modulo di Young:
;E = 210000 MPa
B = 0.21

; Calcolo le tensioni
Tens_Front_Sup = Front_Sup*B
Tens_Front_Sup_A = Front_Sup_A*B
Tens_Front_Sup_B = Front_Sup_B*B
Tens_Front_Inf = Front_Inf*B
Tens_Front_Inf_A = Front_Inf_A*B
Tens_Front_Inf_B = Front_Inf_B*B
Tens_Post_Sup = Post_Sup*B
Tens_Post_Inf = Post_Inf*B

```

```
Tens_Flex_Sup = Def_Flex_Sup*B
Tens_Traz_Sup = Def_Traz_Sup*B
Tens_Flex_Inf = Def_Flex_Inf*B
Tens_Traz_Inf = Def_Traz_Inf*B
```

```
; Assegno alle tensioni l'unità di misura MPa:
```

```
SetUnit(Tens_Front_Sup,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Front_Sup_A,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Front_Sup_B,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Front_Inf,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Front_Inf_A,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Front_Inf_B,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Post_Sup,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Post_Inf,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Flex_Sup,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Traz_Sup,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Flex_Inf,"MPa",1)
SetUnit(Tens_Traz_Inf,"MPa",1)
```

```
; Salvo le tensioni calcolate:
```

```
SAVE Tens_Front_Sup
SAVE Tens_Front_Sup_A
SAVE Tens_Front_Sup_B
SAVE Tens_Front_Inf
SAVE Tens_Front_Inf_A
SAVE Tens_Front_Inf_B
SAVE Tens_Post_Sup
SAVE Tens_Post_Inf
```

```
SAVE Tens_Flex_Sup
SAVE Tens_Traz_Sup
SAVE Tens_Flex_Inf
SAVE Tens_Traz_Inf
```

```
; Introduzione parametri sezione
```

```
A1 = 560 ;mm2, area della sezione
J1 = 2986.667 ;mm4, momento di inerzia della sezione
h = 8 ;mm, altezza della sezione
W1 = J1/(h/2) ;mm3, modulo resistenza a flessione
```

```
; Calcolo parametri di sollecitazione:
```

```

MomFlex_Sup = Tens_Flex_Sup*Wl      ;Calcola il momento flettente in
posizione superiore
MomFlex_Inf = Tens_Flex_Inf*Wl      ;Calcola il momento flettente in
posizione inferiore
Traz_Sup = Tens_Traz_Sup*A1         ;Calcolo il carico di trazione in
posizione superiore
Traz_Inf = Tens_Traz_Inf*A1         ;Calcolo il carico di trazione in
posizione inferiore

```

; Assegno ai parametri di sollecitazione le unità di misura:

```

SetUnit(MomFlex_Sup, "Nmm", 1)
SetUnit(MomFlex_Inf, "Nmm", 1)
SetUnit(Traz_Sup, "N", 1)
SetUnit(Traz_Inf, "N", 1)

```

; Salvo i parametri di sollecitazione calcolati:

```

SAVE MomFlex_Sup
SAVE MomFlex_Inf
SAVE Traz_Sup
SAVE Traz_Inf

```

Con la sequenza sopra riportata sono stati elaborati i segnali dei quattro estensimetri posti lungo l'asse di simmetria, separando il contributo legato al momento flettente da quello derivante dalla trazione. E' quindi possibile riportare separatamente i valori di tensione conseguenti ai due parametri di sollecitazione. Nella figura 11.23 sono riportate tali tensioni durante i cicli svolti con un range di tensione pari a 125 MPa:

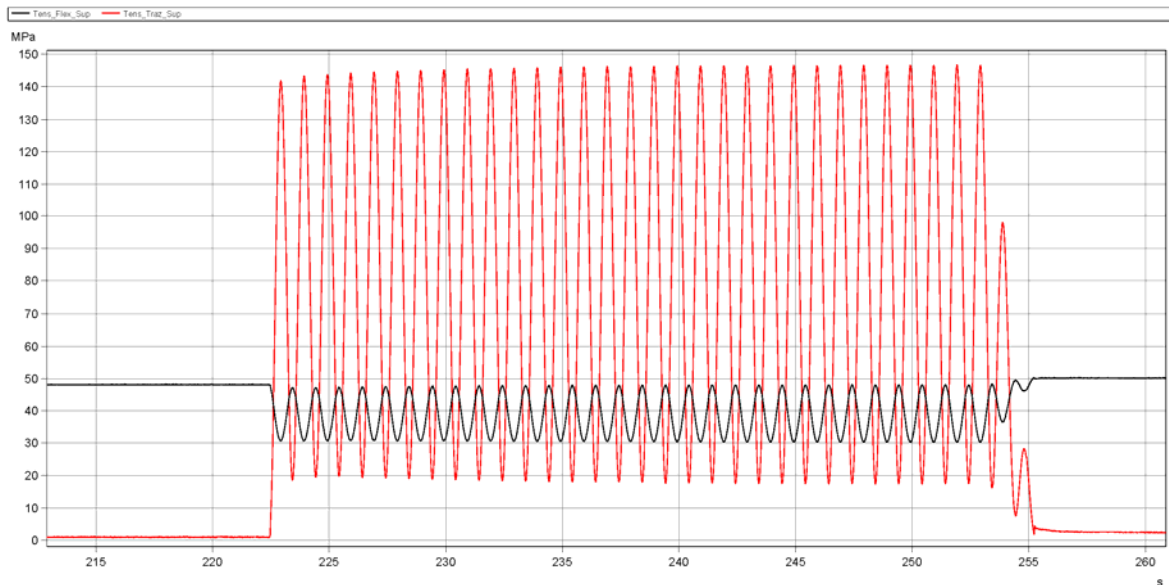


Figura 11.23: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 125 MPa.

Come si può notare dalla figura 11.23 la tensione conseguente alla distorsione del provino è pari a circa 50 MPa. Osservando inoltre che il carico di tensione comporta un valore massimo di circa 145 MPa (con un range applicato pari a 125 MPa) se ne conclude che l'effetto di distorsione ha un'influenza elevata sul campo di tensione realmente presente nei provini durante le prove. Va però sottolineato che, quello estensimetrato, era il provino più distorto dalla serie, in base ai valori di freccia riportati in figura 11.7 il provino n° 6 (quello estensimetrato) presenta una freccia del 35% superiore alla freccia media di tutti gli altri provini. E' quindi ragionevole affermare che il carico di flessione presente in quasi tutti gli altri provini sia significativamente inferiore rispetto a quanto individuato nel provino strumentato. Alla luce di ciò i risultati ottenuti durante le prove a fatica possono essere ritenuti un valido riferimento per la progettazione. Non va tuttavia dimenticato che gli effetti di distorsione saranno sempre presenti, non solo nei provini testati durante le prove, ma anche nei componenti reali; per questo motivo, sarà compito del progettista verificare di volta in volta l'applicabilità del modello teorico utilizzato come riferimento per la progettazione.

I risultati esposti in figura 11.23 possono essere visualizzati anche riportando nello stesso grafico le tensioni misurate sulla faccia frontale e su quella posteriore. Infatti, calcolati i valori medi del campo di tensione, nel momento in cui agisce la forza massima o quella minima, è possibile ottenere il range di tensione dovuto alla sola componente di trazione facendo la

differenza tra i due valori appena calcolati. Quanto detto può essere fatto facendo uso di un grafico come quello riportato in figura 11.24.

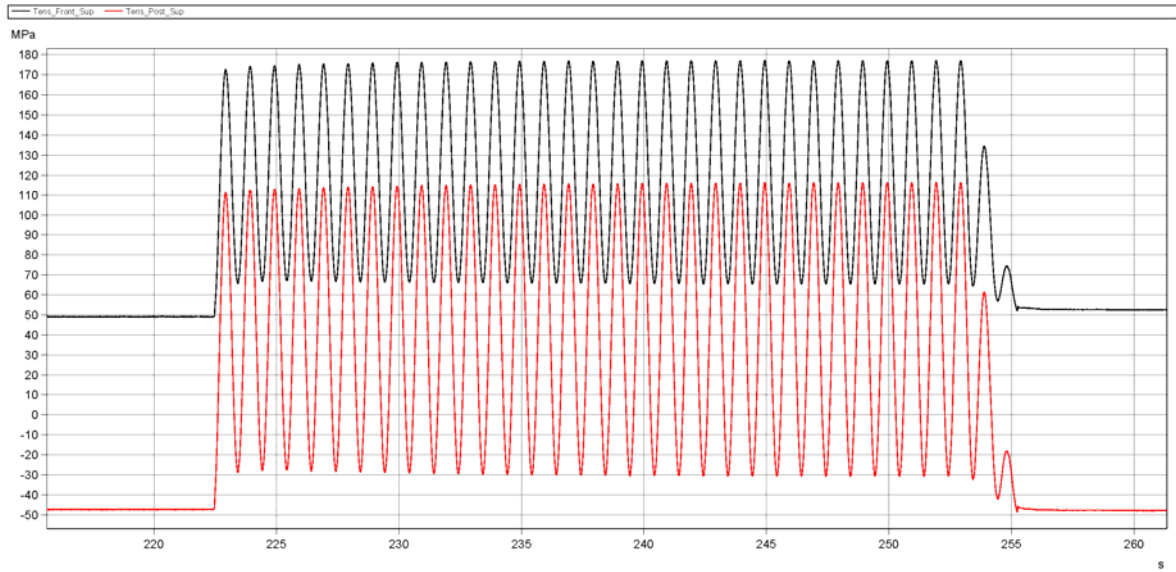


Figura 11.24: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 125 MPa)

I risultati del metodo di calcolo appena esposto possono essere rappresentati sinteticamente per via grafica riportando il campo di tensione nel componente.

$\Delta \sigma_{nom}$	$F = F_{max}$	$F = F_{min}$	$\Delta \sigma_{misurato}$
125 MPa			144.66-16.48=128.2 MPa
135MPa			156.42-17.32=139.1 MPa
150 MPa			174.21-19=155.21MPa
200 MPa			234.17-25.44=208.73 MPa
300 MPa			358.01-41.92=316.09 MPa

Figura 11.25: Andamento dei campi di tensione nel provino ai diversi range di tensione applicati. La differenza tra i valori medi in corrispondenza alla forza massima e minima fornisce il range di tensione dovuto alla sola trazione. I valori numerici fanno riferimento alla posizione inferiore, in posizione superiore si ritrovano circa gli stessi valori.

Come si nota dalla figura sopra riportata, i range di tensione misurati corrispondono a quelli nominali applicati dalla macchina di prova. L'inclinazione della "farfalla di tensione" fornisce rapidamente indicazione dell'influenza del momento flettente sul campo di tensione. I grafici degli andamenti delle tensioni relativi agli altri range di carico sono riportati in Appendice A.

11.4 Risultati delle prove a fatica

Il termine della prova a fatica è stato raggiunto nel momento in cui il provino ha subito un incremento di lunghezza pari a 3 mm rispetto alla lunghezza iniziale. In tale condizione viene raggiunto il “limite in spostamento” e la macchina si arresta automaticamente poiché vengono fermate le pompe che inviano l’olio necessario al funzionamento della macchina stessa. Tale allungamento è dovuto al propagarsi di una cricca dal piede del cordone di saldatura, questo comporta infatti una progressiva riduzione della sezione resistente e quindi una maggiore deformazione del provino a parità di carico applicato. Qual ora tuttavia il carico applicato si trovasse sotto il limite di fatica del componente non si sarebbe mai raggiunta la condizione limite di spostamento e la prova sarebbe quindi durata all’infinito. In tali condizioni la prova è stata arrestata manualmente tenendo conto che il provino era in una condizione “non rotta” e che quindi il carico applicato è al di sotto del limite di fatica. Nell’appendice B si è riportato per ogni provino una scheda dettagliata contenente i carichi applicati, il punto di rottura, la durata della prova e anche la foto del provino al termine della prova con viste di dettaglio della zona criccata. In questo paragrafo invece verranno riportati sinteticamente i risultati attraverso la seguente tabella 11.2 e le curve di Wöhler di figura 11.26 11.27.

N° Provino	F max [kN]	F min [kN]	σ max [MPa]	σ min [MPa]	σ a [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]	N° Cicli	Condizione
1	186.67	18.67	333.33	33.33	150	300	68601	Rotto
2	124.44	12.44	222.22	22.22	100	200	249864	Rotto
3	84.00	8.40	150.00	15.00	67.5	135	1775239	Rotto
4	168.90	16.89	301.60	30.16	135.72	271.44	79974	Rotto
5	124.44	12.44	222.22	22.22	100	200	337964	Rotto
6	Usato per la prova con gli estensimetri							
7	77.78	7.78	138.89	13.89	62.5	125	5854695	NON ROTTO
8	200.00	20.00	357.14	35.71	160.715	321.43	54728	Rotto
9	93.33	9.33	166.67	16.67	75	150	825057	Rotto
10	124.44	12.44	222.22	22.22	100	200	211641	Rotto
11	77.78	7.78	138.89	13.89	62.5	125	2000000	NON ROTTO
12	93.33	9.33	166.67	16.67	75	150	680336	Rotto
13	93.33	9.33	166.67	16.67	75	150	921342	Rotto
14	186.67	18.67	333.33	33.33	150	300	78430	Rotto
15	84.00	8.40	150.00	15.00	67.5	135	1701007	Rotto

Tabella 11.2: Tabella di sintesi dei carichi/tensioni applicati, numero di cicli al raggiungimento del limite in spostamento, condizione del provino a fine prova.

In base ai dati presenti nella tabella sopra riportata è possibile tracciare le curve di Wöhler per il caso in esame. Per farlo si è fatto uso dell’applicazione FaticaW, tool sviluppato espressamente per il calcolo e la rappresentazione delle curve di resistenza a fatica.

In figura 11.26 è riportata la curva di Wöhler e le bande di dispersione relative ad una probabilità di sopravvivenza del 10% e del 90%. In figura 11.27 invece le bande di dispersione fanno riferimento ad una probabilità di sopravvivenza del 2.3% e del 97.7%.

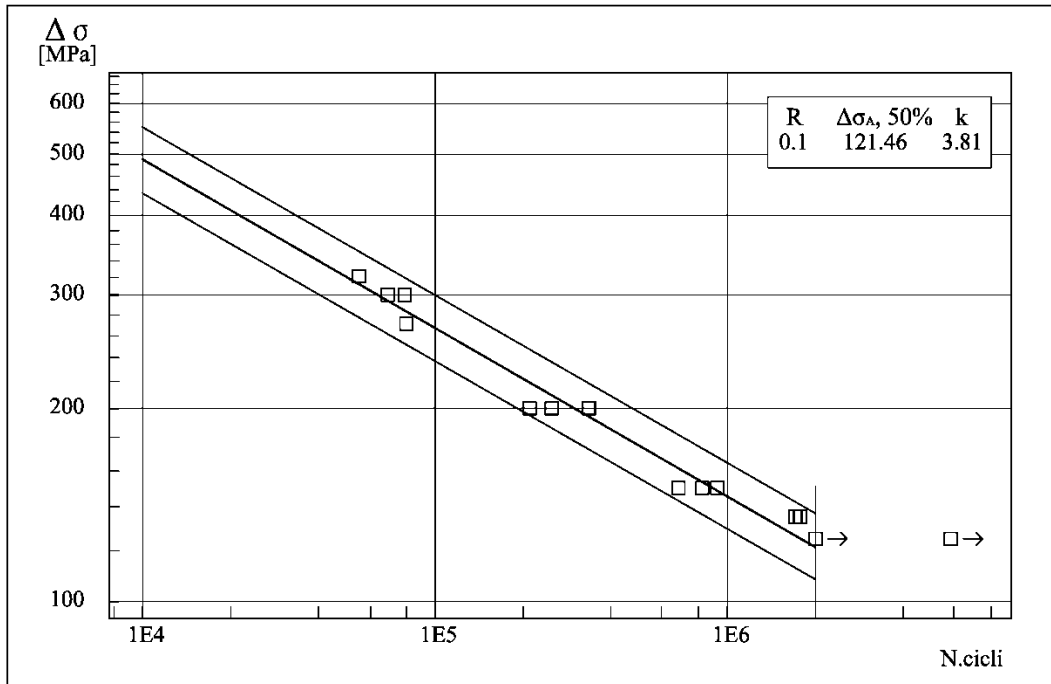


Figura 11.26: Curva di Wöhler per il provino utilizzato durante le prove. Le bande di dispersione si riferiscono al 10% e al 90% di probabilità di sopravvivenza.

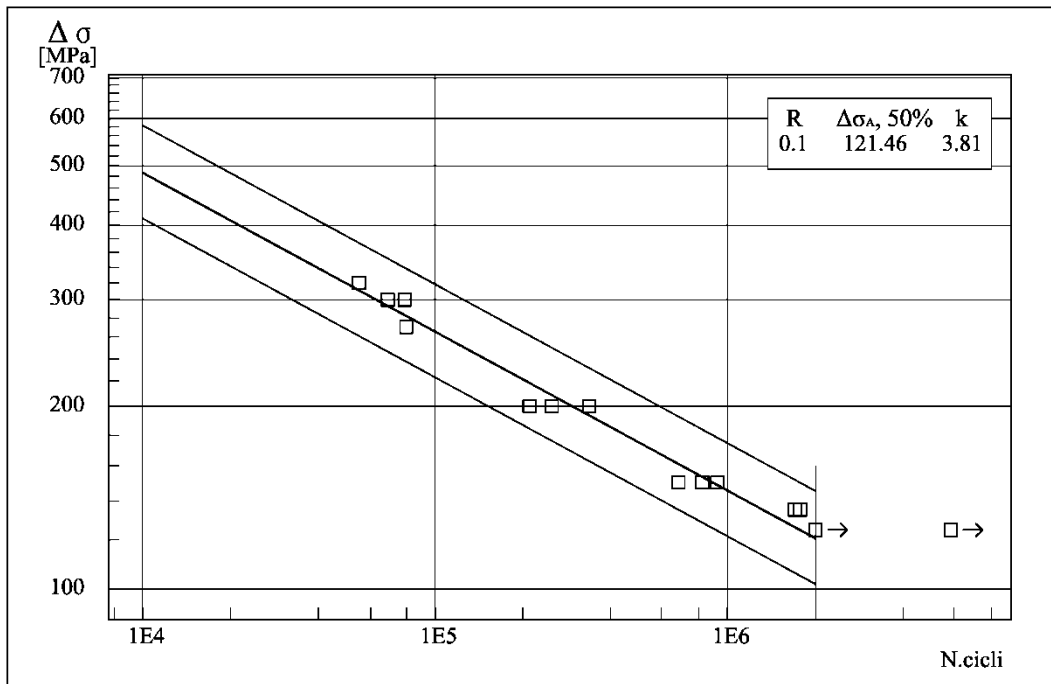


Figura 11.27: Curva di Wöhler per il provino utilizzato durante le prove. Le bande di dispersione si riferiscono al 2.3% e al 97.7% di probabilità di sopravvivenza.

I limiti di fatica in corrispondenza dei diversi livelli di confidenza sono pari a:

- $\Delta\sigma = 121.46$ MPa, P.S. 50%
- $\Delta\sigma = 107.70$ MPa, P.S. 90%
- $\Delta\sigma = 101.82$ MPa, P.S. 97.7%

In conclusione grazie alle prove sperimentali eseguite è stato possibile ottenere il limite di fatica e la curva di resistenza a fatica per il componente in esame. Tali risultati possono essere usati come riferimento nella progettazione di irrigidimenti saldati simili a quello analizzato.

CAPITOLO 12

Metodo PSM

Il componente su cui sono state svolte le prove a fatica descritte nel capitolo precedente verrà in questo capitolo analizzato seguendo le indicazioni del metodo PSM. Basandosi su quanto descritto al capitolo 10 verranno svolte una serie di analisi numeriche agli elementi finiti utilizzando il software Ansys® 14.0. Per poter applicare correttamente il metodo le analisi sono state svolte facendo uso della tecnica del submodeling per ottenere una mesh che fosse simile a quella proposta dagli autori del metodo.

12.1 Modello geometrico

Il punto di partenza della modellazione geometrica è il file step generato da Zamperla e modificato sfruttando le simmetrie fino ad ottenere il risultato mostrato in figura 12.1. A questo primo modello sono state apportate alcune modifiche per far sì che le analisi fossero più aderenti alla realtà. L'elemento di rinforzo apposto sul piatto principale è collegato a quest'ultimo solo tramite il cordone di saldatura. Nel modello step, invece, tutti i corpi formano un unico volume e quindi durante le analisi FEM un modello così costruito si comporterebbe come un componente realizzato "di pezzo". I campi di tensione presenterebbero comunque una singolarità a piede del cordone di saldatura, ma la modellizzazione non sarebbe corretta poiché implicherebbe continuità strutturale tra punti non uniti dal cordone di saldatura.

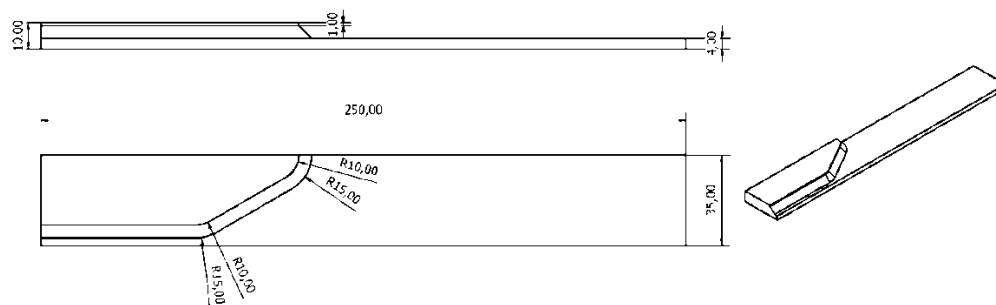


Figura 12.1: Modello geometrico di riferimento per le analisi con il metodo PSM.

Per modellare correttamente il componente si è importato in Ansys® solo la piastra base ed il cordone di saldatura. Dopo di che si è ricreato l'elemento di rinforzo facendo in modo che le sue uniche aree in comune con il resto del modello fossero lungo il cordone di saldatura. A questo punto è stato creato un nuovo volume che descrivesse solamente l'elemento di rinforzo. Operando in questo modo si è modellato in maniera corretta anche la radice del cordone di saldatura, si noti che anche questa zona si comporta come una cricca, avente però angolo di apertura nullo. In base ai risultati ottenuti tramite le prove a fatica ci si aspetta che all'apice di tale cricca i livelli di tensione siano inferiori rispetto a quanto si verifica al piede del cordone di saldatura.

Dal momento che per la presente analisi si è fatto uso della tecnica del submodeling, oltre al modello fino a qui descritto (che nel seguito verrà anche definito *coarse*), è necessario realizzare un modello dettagliato che rappresenti la zona in prossimità del piede del cordone di saldatura (nel seguito definita anche *submodel* o *sottomodello*). Nel caso in esame è stato sufficiente partire dal modello geometrico *coarse* ed eliminare tutte le aree fino ad ottenere solo l'area laterale rappresentata in figura 12.2. Oltre a questa sono state mantenute le due linee che saranno utilizzate in seguito per l'estrusione.

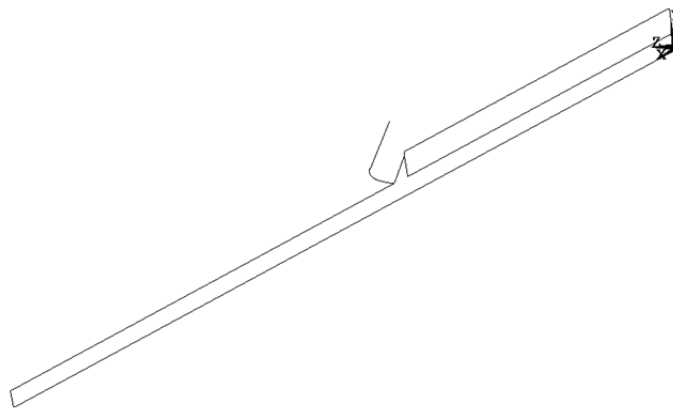


Figura 12.2: Area laterale utilizzata per costruire il sottomodello e linea lungo cui avverrà l'estrusione.

Tale area è stata ulteriormente ridotta creando delle linee che delimitassero una zona prossima al piede cordone. Facendo riferimento a quanto scritto in [16] le linee di delimitazione sono state messe a 10 mm muovendosi nel verso positivo delle x ed a 8 mm muovendosi nel verso negativo delle x.

Il risultato finale è riportato in figura 12.3, si noti che le linee presenti delimitano un'unica area.

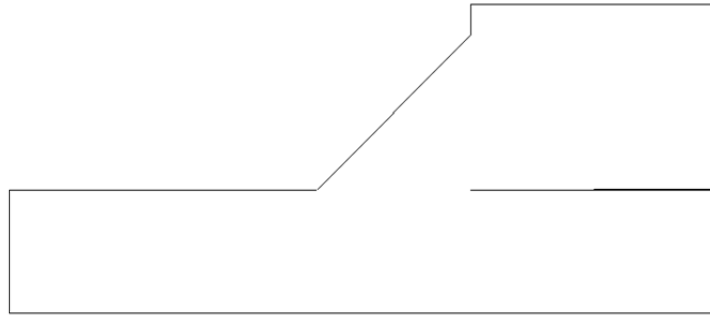


Figura 12.3: Area laterale utilizzata come punto di partenza per il sottomodello.

12.2 Mesh

Le mesh realizzate sono due, una per il modello coarse ed una per il submodel, entrambe sono mesh tridimensionali, ma le modalità di costruzione sono molto differenti per i due casi. Si descriverà innanzitutto la realizzazione della mesh coarse.

Dal momento che verrà utilizzata la tecnica del submodeling non è necessario costruire una mesh coarse estremamente fine, tuttavia è necessario che la mesh sia sufficientemente rifinita per far sì che nelle zone di confine con il sottomodello i campi di tensione siano descritti correttamente. In base ai risultati riportati in figura 11.13 si è ritenuto ragionevole utilizzare una mesh avente un *global size* pari a 2 mm. In corrispondenza del confine con il sottomodello (posto a 10 mm dal piede del cordone di saldatura) tale mesh fornisce gli stessi risultati di una mesh avente *global size* pari a 3 mm e si può quindi ritenere che il campo di tensione sia descritto correttamente. Per meshare i due volumi precedentemente creati è stato utilizzato l'elemento Solid187 della libreria di Ansys[®], elemento tetraedrico avente in tutto 10 nodi (presenta un nodo anche nel punto medio di ogni lato del tetraedro). Il risultato della mesh *free*, stesa utilizzando il meshatore automatico vincolando solamente il *global size*, può essere visto in figura 12.4.

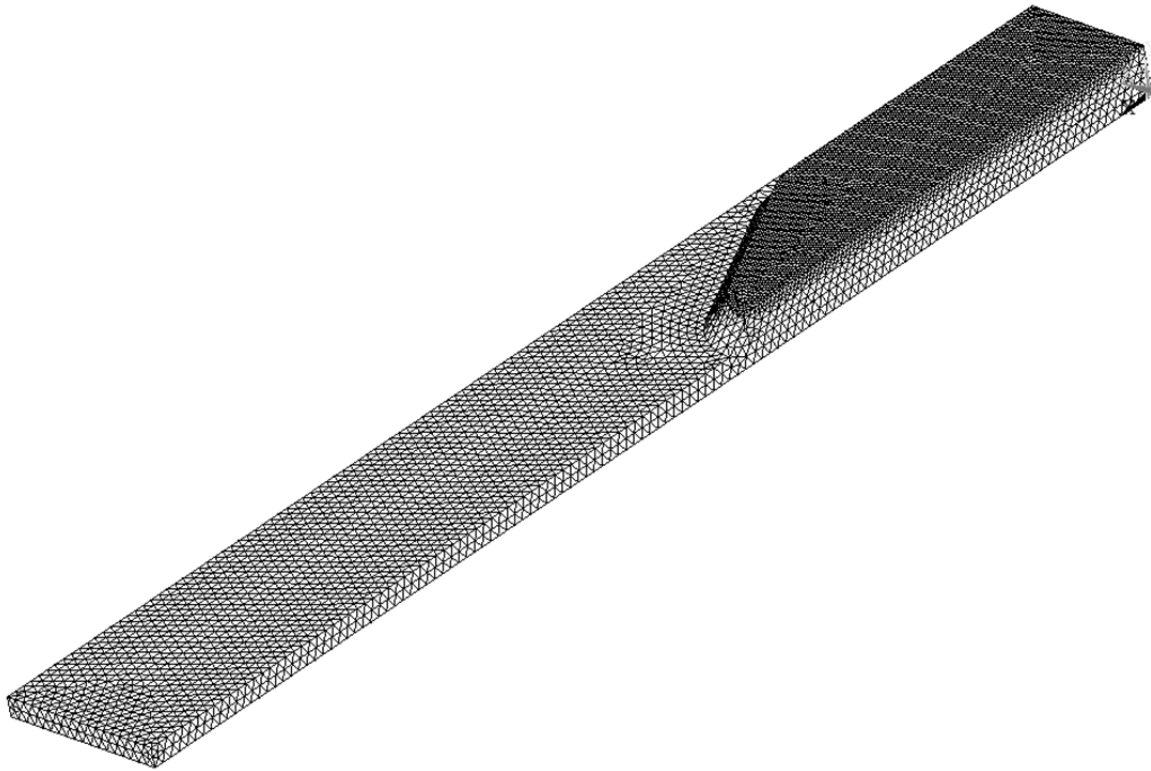


Figura 12.4: Vista globale della mesh coarse.

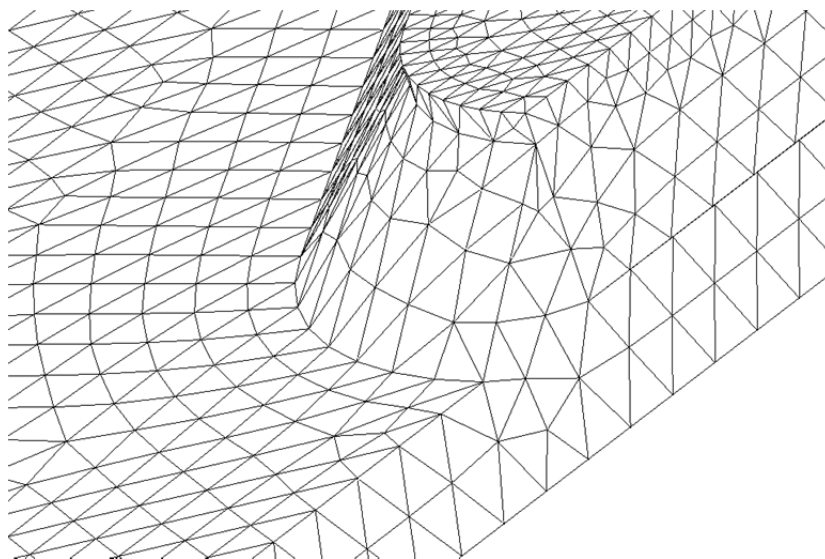


Figura 12.5: Dettaglio della mesh coarse nella zona prossima al piede cordone di saldatura in corrispondenza della sommità dell'elemento di rinforzo.

La mesh usata nel sottomodello deve essere realizzata in maniera più accurata dal momento che il risultato deve essere compatibile con le ipotesi di lavoro del PSM. Si è partiti innanzitutto con una mesh bidimensionale stesa sull'area riportata in figura 12.3, per farlo è stato utilizzato l'elemento Plane182 della libreria di Ansys imponendo la *key-option 2* sul

valore 3 (ovvero *simplified enhanced strain*). Si ricordi che per applicare il PSM la mesh deve essere stesa in modalità *free* imponendo come unico vincolo per il meshatore automatico il valore del *global size*. In quasi tutte le analisi FEM riportate nella letteratura analizzata viene usato un elemento avente lato di lunghezza pari ad 1 mm; nel presente caso tuttavia tale dimensione risulta troppo grossolana dal momento che la piastra principale presenta semispessore pari a 4 mm (si ricordi che si sta sfruttando la simmetria per cui lo spessore del componente viene dimezzato).

Per scegliere la dimensione più appropriata da assegnare al *global size* sono stati fatti diversi tentativi variando progressivamente la dimensione dell'elemento. Nelle figure seguenti sono riportate le mesh ottenute con *global size* pari a 0.3, 0.4, 0.5 e 0.6 mm.

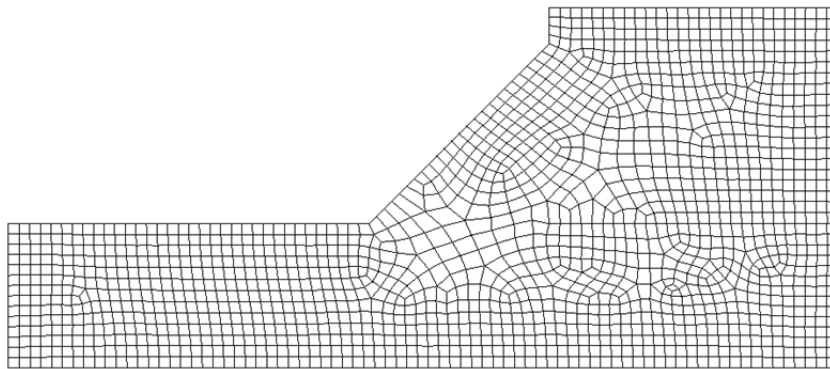


Figura 12.6: Risultato della meshatura con un *global size* pari a 0.3 mm.

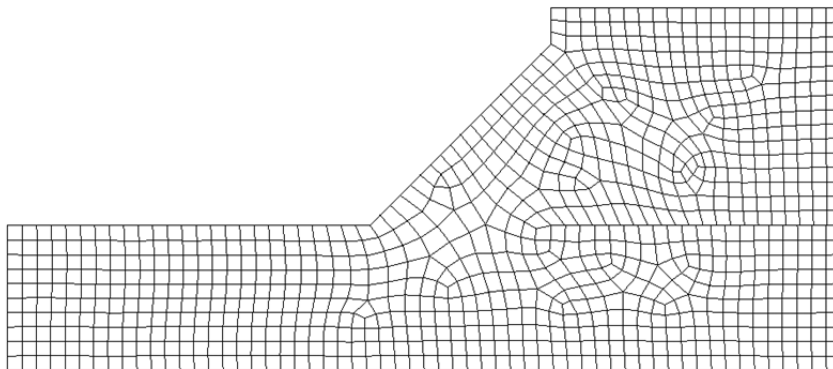


Figura 12.7: Risultato della meshatura con un *global size* pari a 0.4 mm.

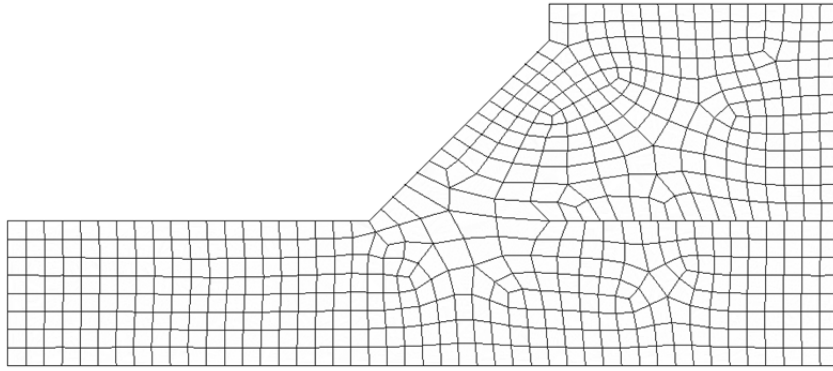


Figura 12.8: Risultato della meshatura con un global size pari a 0.5 mm.

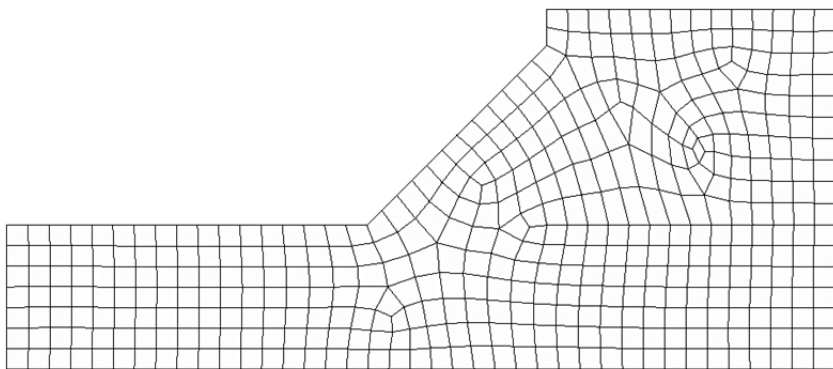


Figura 12.9: Risultato della meshatura con un global size pari a 0.6 mm.

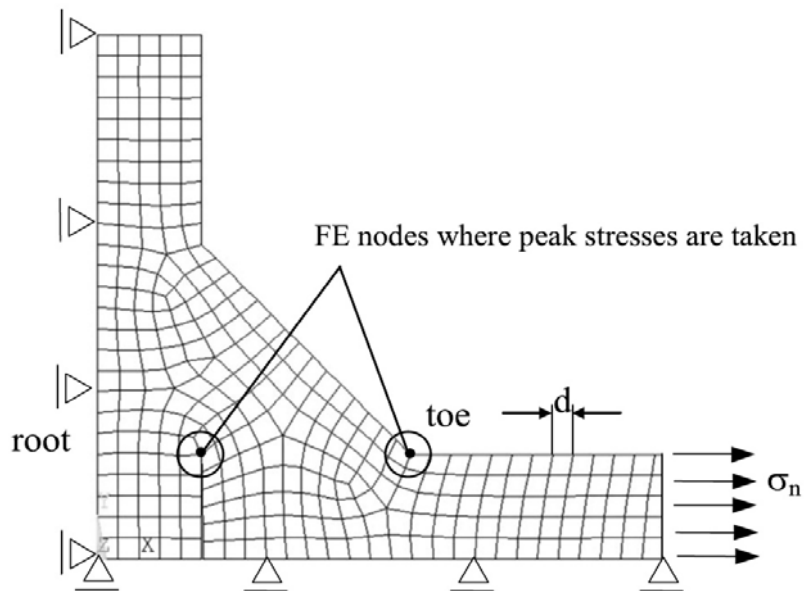


Figura 12.10: Mesh di riferimento per l'applicazione del PSM. [16]

In base ai risultati ottenuti si è scelto di utilizzare un *global size* pari a 0.6 mm sebbene la mesh ottenuta non sia esattamente uguale a quella di riferimento riportata in figura 12.10. Va tuttavia osservato che nel caso della mesh di riferimento la direzione della radice del cordone di saldatura è diversa rispetto al caso analizzato in questa tesi. Si è quindi ritenuto che, viste le modeste differenze presenti rispetto al riferimento, sia adeguato utilizzare un *global size* pari a 0.6 mm. La mesh così realizzata è stata estrusa realizzando uno *sweep* lungo la linea di piede del cordone di saldatura. Come si nota in figura 12.11 l'estrusione ha coinvolto anche parte del tratto lineare per una lunghezza pari ad un quarto di quest'ultimo. (Prima di effettuare lo *sweep* ci si è assicurati che gli elementi presenti nell'area di origine venissero eliminati al termine dell'estrusione affinché rimanessero solo elementi tridimensionali).

L'elemento usato per realizzare la mesh 3D è il Solid185 con la *key-option* 2 impostata sul valore 3 (simplified enhanced strain), l'estrusione ha generato elementi cubici, aventi 8 nodi ciascuno.

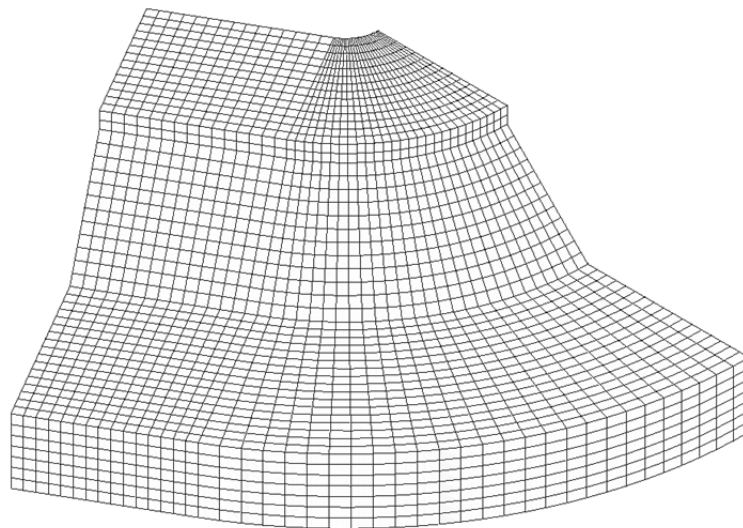


Figura 12.11: Vista globale della mesh usata per il sottomodello.

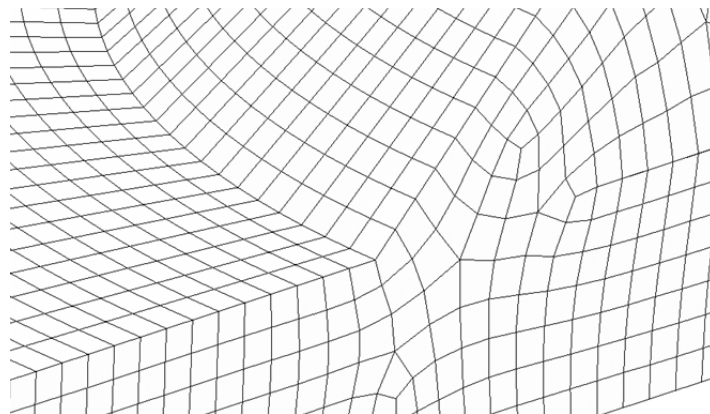


Figura 12.12: Vista di dettaglio del sottomodello. Zona a piede del cordone di saldatura in corrispondenza dell'apice dell'elemento di irrigidimento.

12.3 Applicazione dei carichi

I vincoli da applicare al modello coarse sono gli stessi già descritti al paragrafo 11.3.3; in questo caso però le forze da applicare ai nodi varieranno in base al livello di tensione che si vuole applicare. Per ogni livello di tensione è stata quindi svolta un'analisi imponendo il corrispettivo valore di forza sui nodi. Ciascuna analisi coarse va risolta prima di procedere ad analizzare il submodel corrispondente.

L'applicazione della tecnica del submodeling prevede il trasferimento di informazioni dal modello coarse al sottomodello, infatti, a tutti i nodi che sono sul confine tra modello e sottomodello devono essere applicati gli spostamenti calcolati, nello stesso punto, durante l'analisi coarse. Poiché la densità di nodi e la loro posizione sono diverse tra modello coarse e sottomodello il software fa uso delle funzioni di forma per calcolare gli spostamenti da applicare al submodel, tali spostamenti possono essere considerati come un carico applicato al sottomodello. Oltre a ciò è necessario imporre tutti i carichi/vincoli presenti in posizioni diverse dalla regione di confine; nel caso analizzato ad esempio, anche nel sottomodello devono essere posti i vincoli di simmetria per le aree che si trovano su piani di simmetria.

Applicati i carichi in questo modo è possibile risolvere anche il sottomodello e passare all'analisi dei risultati.

12.4 Risultati

Al termine di ciascuna analisi sul sottomodello è necessario prelevare il valore della prima tensione principale nel nodo posizionato al piede cordone di saldatura nel piano di simmetria verticale del componente (figura 12.13).



Figura 12.13: In figura è indicato il nodo in cui prelevare il valore di tensione per applicare il metodo PSM.

Tale valore di tensione deve essere pesato tramite il coefficiente energetico f_w per poter essere confrontato correttamente con i risultati del metodo PSM. Dal momento che è stata utilizzata una mesh avente dimensione dell'elemento pari a 0.6 mm si è calcolato il coefficiente f_w nel seguente modo:

$$f_{w1} = K_{FE}^* \sqrt{\frac{2e_1}{1-\nu^2}} \left(\frac{d}{R_0}\right)^{1-\lambda_1} = 1.38 \sqrt{\frac{2 \cdot 0.118}{1-0.3^2}} \left(\frac{0.6}{0.28}\right)^{1-0.674} = 0.9010 \quad (12.1)$$

La tabella seguente riporta i valori dei picchi di tensione misurati con il FEM e del picco pesato tramite il coefficiente energetico per ogni livello di carico:

Range di tensione	Picco di tensione	Picco di tensione pesato
MPa	MPa	MPa
125	337.18	303.79
135	364.15	328.09
150	404.61	364.55
200	539.48	486.06
271.44	732.18	659.68
300	809.22	729.10
321.43	867.02	781.17

Tabella 12.1: La tabella riporta il valore del range di tensione di riferimento, il picco di tensione prelevato dal FEM nel nodo a piede cordone ed il corrispondente valore di picco pesato tramite il coefficiente energetico.

Per verificare la validità dei risultati ottenuti i picchi di tensione pesati devono essere inseriti nella banda di dispersione riportata in figura 12.14.

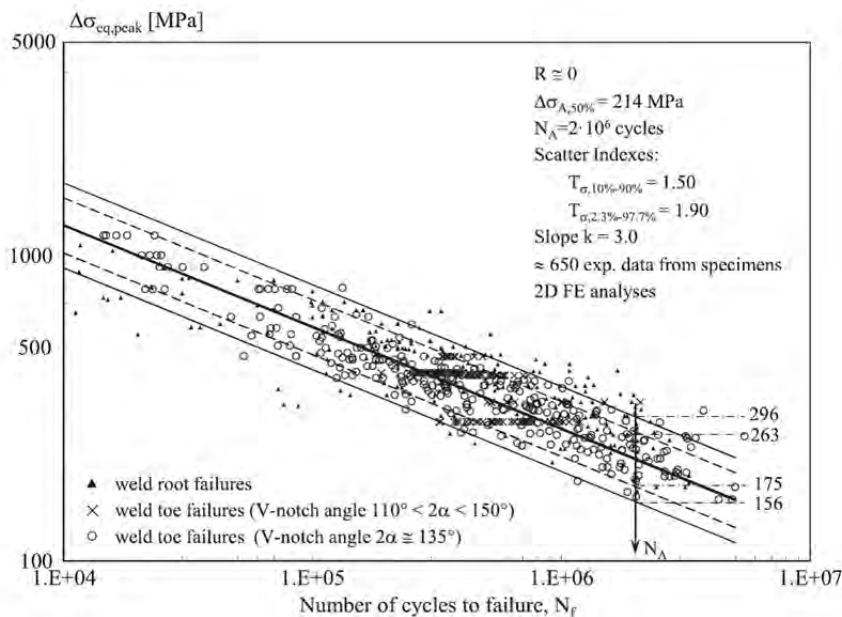


Figura 12.14: Valori del picco di tensione pesato tramite il coefficiente energetico. I valori riportati sono stati ottenuti su un gran numero di geometrie differenti.

Per posizionare con precisione i punti ottenuti nelle presenti analisi le bande di dispersione presenti nella figura precedente sono state ricostruite in un foglio Excel in cui sono stati inseriti anche i risultati riportati in tabella 12.1. Il risultato finale può essere visto in figura 12.15.

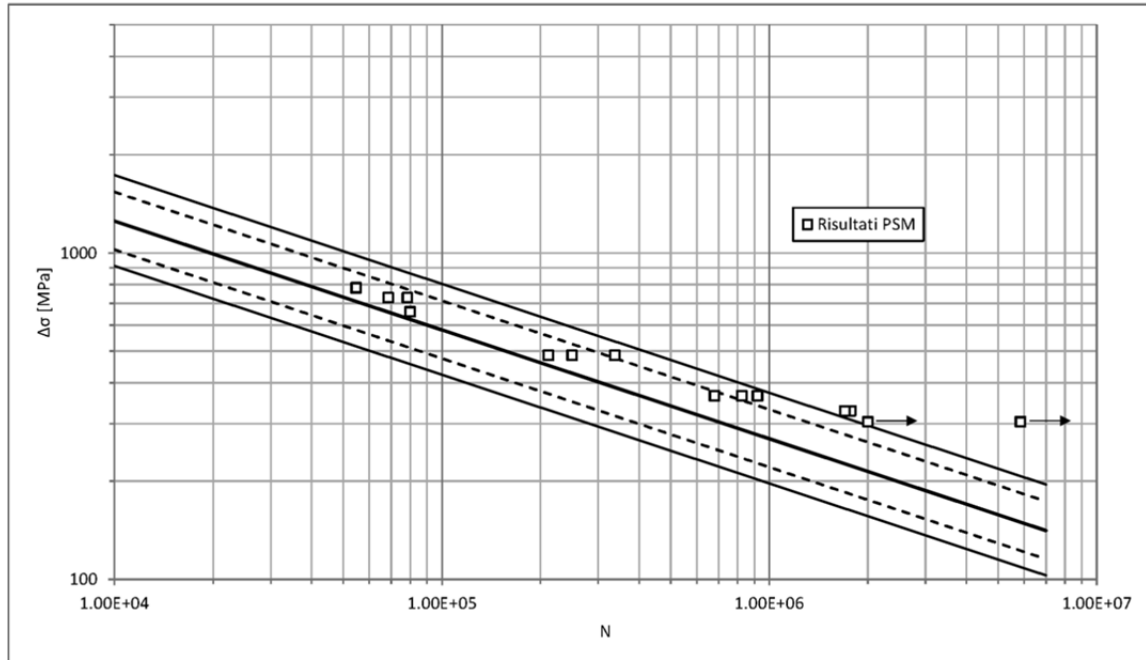


Figura 12.15: Bande di dispersione presenti in letteratura a cui sono stati sovrapposti i risultati ottenuti nelle presenti analisi.

In base ai risultati riportati sinteticamente in figura 12.15 si può concludere che le bande di dispersione proposte in letteratura ben approssimano i risultati ottenuti nel corso delle presenti analisi. Va sottolineato che nonostante le piccole differenze di mesh descritte precedentemente i valori ottenuti sono compatibili con quelli presenti in letteratura. Solo nella condizione di basso carico i risultati escono dalle bande di dispersione, anche in questi casi tuttavia i punti sperimentali sono poco distanti dalla curva con probabilità di sopravvivenza pari a 2.3%. Si noti inoltre che le curve proposte in letteratura sono in vantaggio di sicurezza rispetto ai risultati numerici ottenuti nelle presenti analisi. Il limite di fatica proposto in letteratura può quindi essere utilizzato, in vantaggio di sicurezza, anche per la presente geometria.

In conclusione quindi con le presenti analisi si è verificato che l'utilizzo di un approccio locale consente di descrivere il comportamento a fatica dell'elemento di rinforzo analizzato. Inoltre, l'utilizzo del metodo PSM, esteso al caso tridimensionale e tramite l'approccio energetico, si è dimostrato un metodo potente, ma allo stesso tempo rapido da applicare.

Per avere un confronto diretto dei tempi richiesti si può fare riferimento a quanto svolto per la presente tesi: per effettuare le prove a fatica sui 14 provini testati con la macchina MFL sono state necessarie due settimane di lavoro facendo funzionare la macchina quasi ininterrottamente e anche durante un intero fine settimana. (Va sottolineato però che una volta avviata la prova la macchina la prosegue autonomamente fino alla fine). Per svolgere le analisi FEM invece sono stati sufficienti due giorni di lavoro. (Ovviamente non viene considerato il tempo, molto più lungo, necessario a studiare la letteratura di riferimento e comprendere il metodo PSM dal momento che si tratta di un tempo impiegato una tantum). Ancora più importante è il fatto che le prove a fatica necessitano di una macchina di prova, dell'impianto oleodinamico necessario al suo funzionamento e presentano consumi energetici relativamente elevati. Per contro le analisi FEM effettuate sono state svolte con un normale computer ed hanno come costo principale, per un'azienda che voglia realizzarle, il solo acquisto del software di calcolo. Si intuisce quindi che lo sviluppo del metodo PSM, grazie alla sua immediata applicabilità, può portare ad ingenti vantaggi in ambito industriale, sia in termini economici che sotto il punto di vista temporale.

CAPITOLO 13

Conclusioni

Nel corso del presente lavoro sono stati analizzati diversi aspetti strutturali riguardanti due giostre rotanti realizzate dalla Antonio Zamperla s.p.a., i risultati ottenuti, attraverso prove sia sperimentali che numeriche, consentono di trarre importanti conclusioni.

Per quanto riguarda la prima parte della tesi (inerente l'analisi di due giostre durante i reali cicli di funzionamento) si può concludere che:

- I modelli numerici realizzati dalla Antonio Zamperla s.p.a. per simulare il comportamento dinamico delle giostre sono stati validati tramite prove sperimentali basate su rilevazioni estensimetriche ed accelerometriche.
- Le giostre reali testate nel corso della presente tesi presentano un comportamento diverso rispetto a quanto simulato numericamente. Tali differenze sono imputabili all'elasticità dei componenti reali che non viene considerata nel corso delle simulazioni. Tuttavia, queste discrepanze sono bene note ai progettisti di Zamperla che usano dei coefficienti di amplificazione dinamica per tenerne conto. Grazie alle prove sperimentali si è verificato che tali coefficienti risultano adeguati a colmare le differenze tra modello simulato e reale funzionamento.

Nel corso della seconda parte del lavoro l'attenzione è stata focalizzata sui metodi di progettazione per elementi di rinforzo saldati. Diversi metodi di verifica sono stati applicati su uno stesso componente ottenendo molteplici risultati:

- Grazie a delle prove a fatica “tradizionali” è stato possibile ottenere la curva di resistenza a fatica per il componente di interesse. Tale risultato potrà essere utilizzato d'ora in avanti da Zamperla come riferimento per geometrie simili.
- Attraverso rilevazioni estensimetriche svolte nel corso delle prove a fatica è stato possibile evidenziare l'influenza delle distorsioni causate dal processo di saldatura. In base a quanto ottenuto si è potuto verificare l'influenza del processo costruttivo sui campi di tensione presenti all'interno del componente. Questo risultato sottolinea ancora una volta che è compito del progettista tener conto delle inevitabili discrepanze

che saranno presenti tra il modello CAM/FEM realizzato al computer e il componente reale.

- Lo studio della letteratura ha permesso di individuare ed approfondire diversi metodi di progettazione innovativi volti a sostituire le tradizionali prove a fatica.
- Tra i metodi individuati è stato applicato il Peak Stress Method al componente già studiato durante le prove a fatica. Il metodo numerico si è dimostrato al contempo potente e rapido da applicare. Nel corso delle analisi svolte si è verificato che i risultati ottenuti sono compatibili con quelli presenti in letteratura e che quindi le curve di resistenza espresse in termini di picco di tensione pesato tramite il coefficiente energetico possono essere utilizzate anche per questo caso.

Appendice A: Tensioni nel provino estensimetrato

Nella presente appendice sono riportati gli andamenti delle tensioni durante i diversi cicli di carico effettuati con il provino estensimetrato. I risultati sono esposti sia separando il contributo di flessione da quello di trazione, che mostrando le tensioni sulla faccia frontale e posteriore. I risultati riportati fanno tutti riferimento alla posizione inferiore, tuttavia gli andamenti in posizione superiore sono pressochè coincidenti a quelli qui riportati.

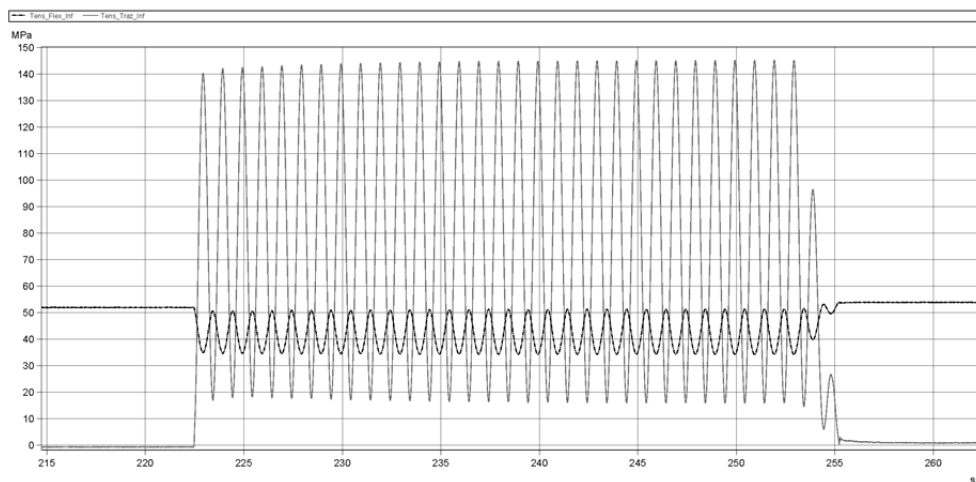


Figura A.1: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 125 MPa.

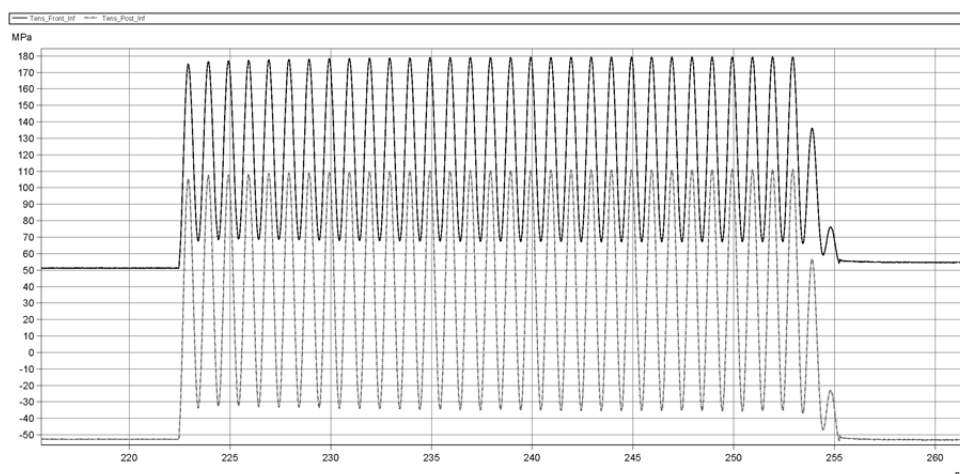


Figura A.2: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 125 MPa)

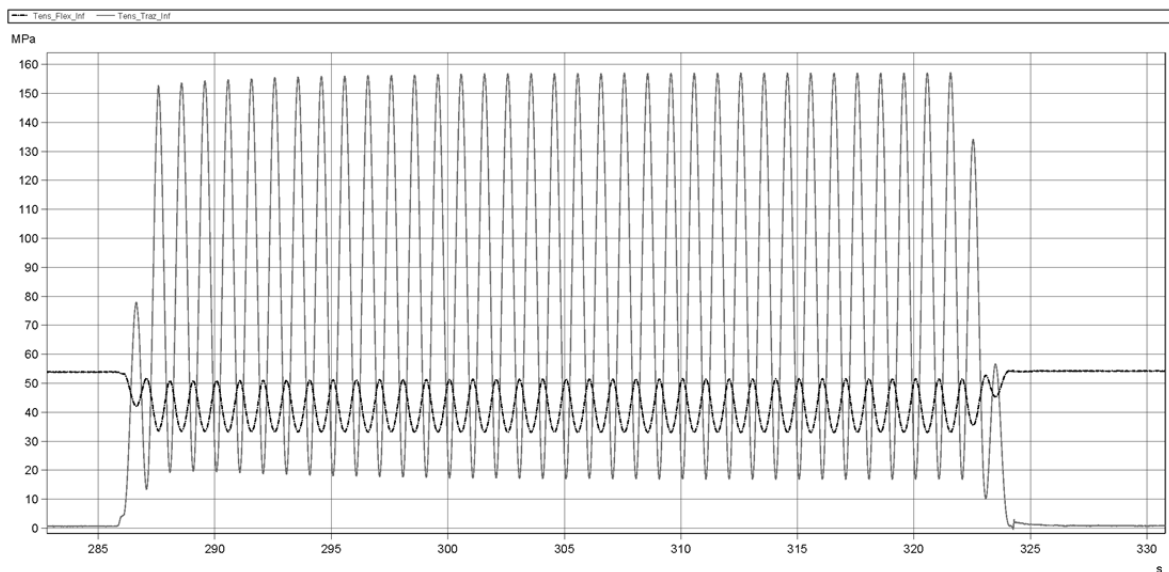


Figura A.3: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 135 MPa.

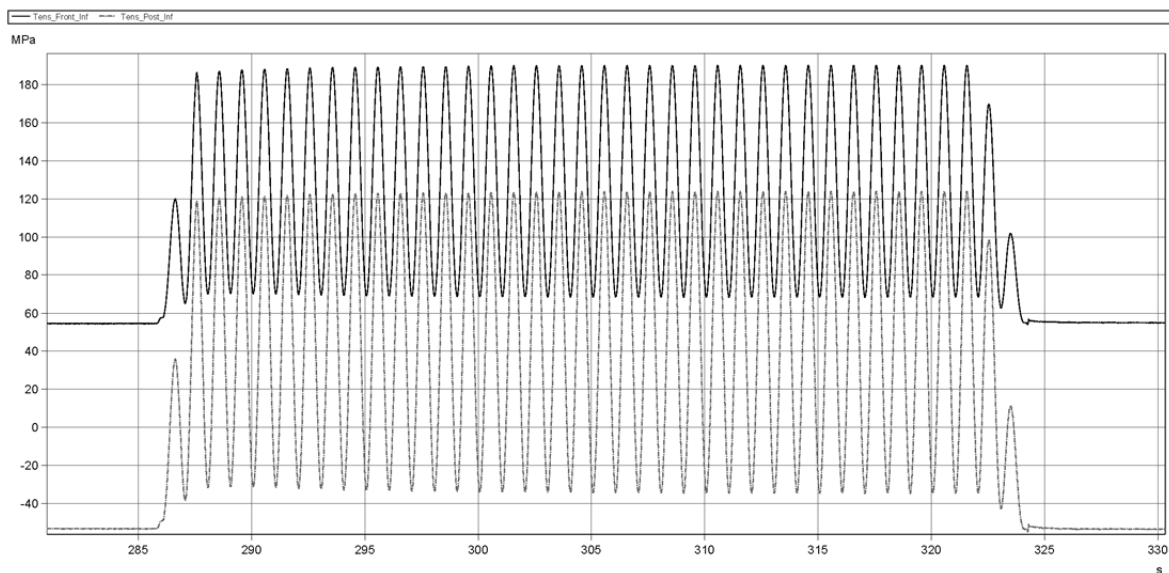


Figura A.4: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 135 MPa)

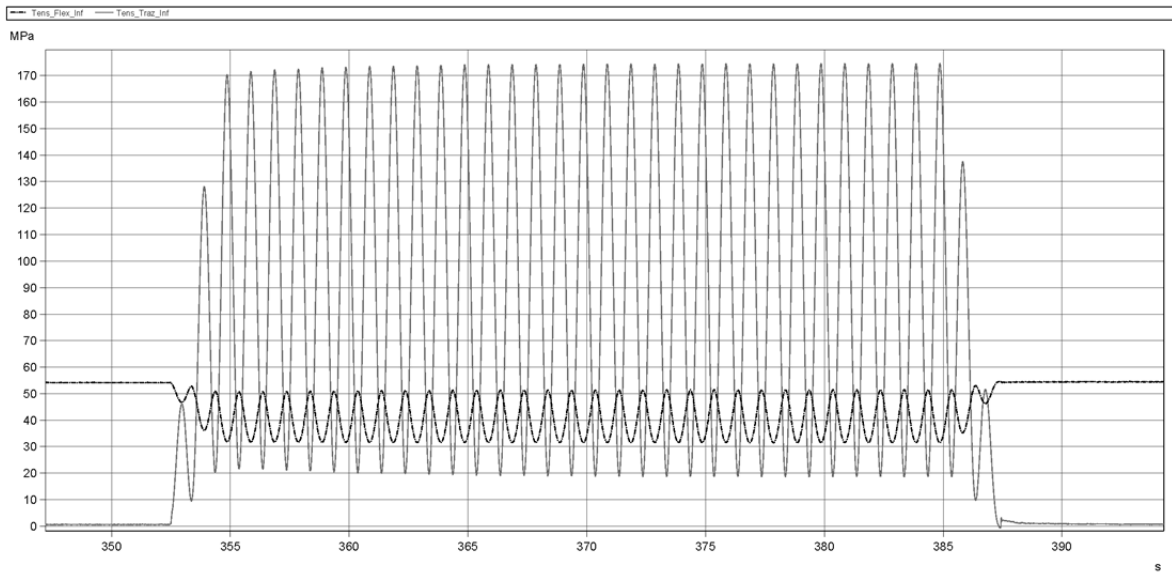


Figura A.5: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 150 MPa.

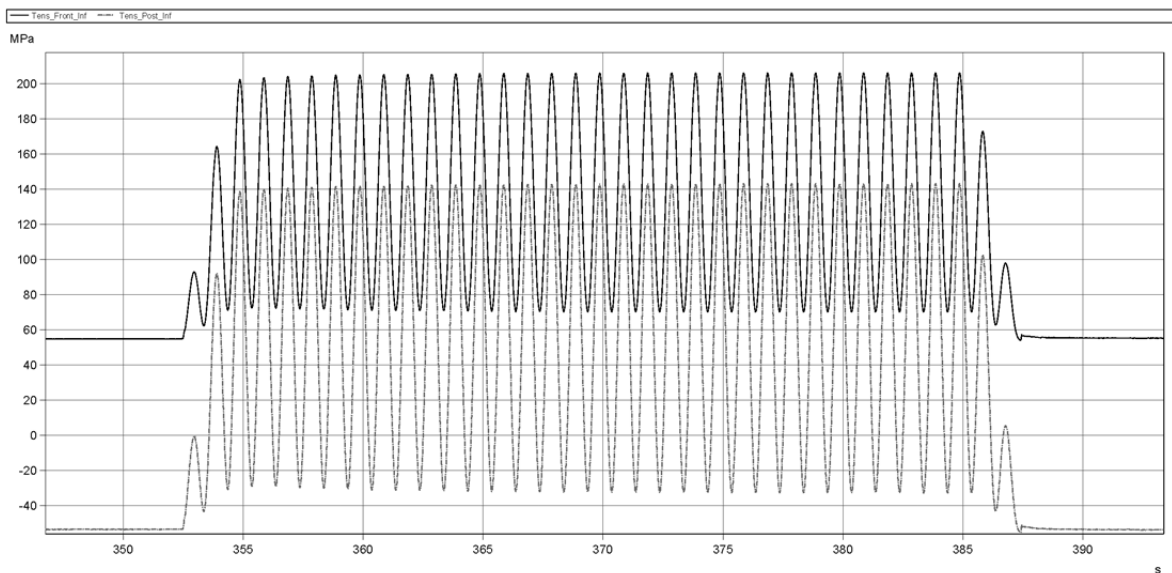


Figura A.6: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 150 MPa)

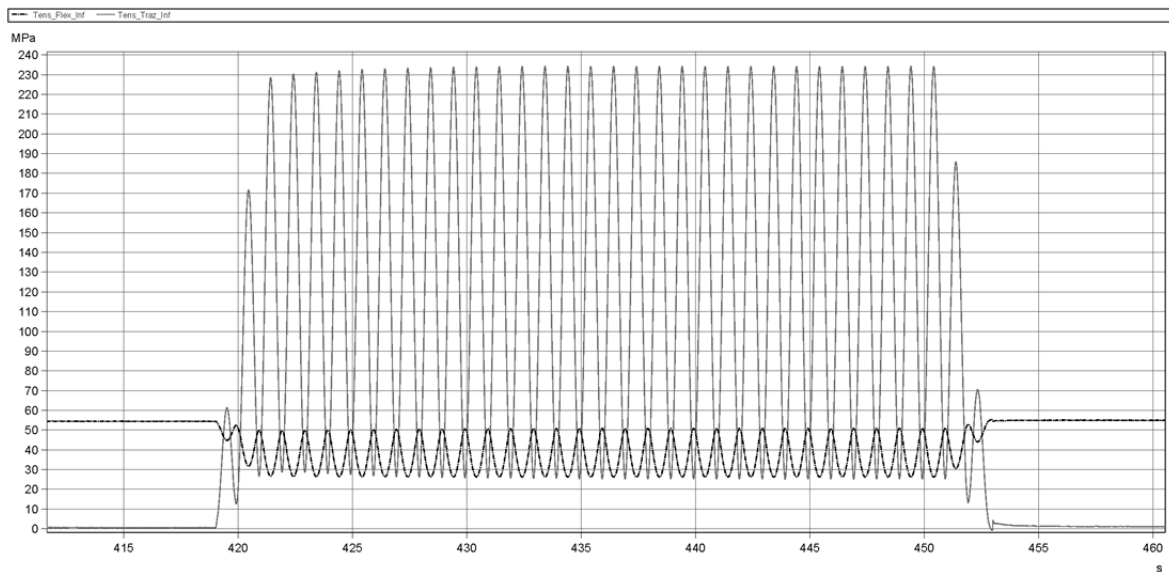


Figura A.7: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 200 MPa.

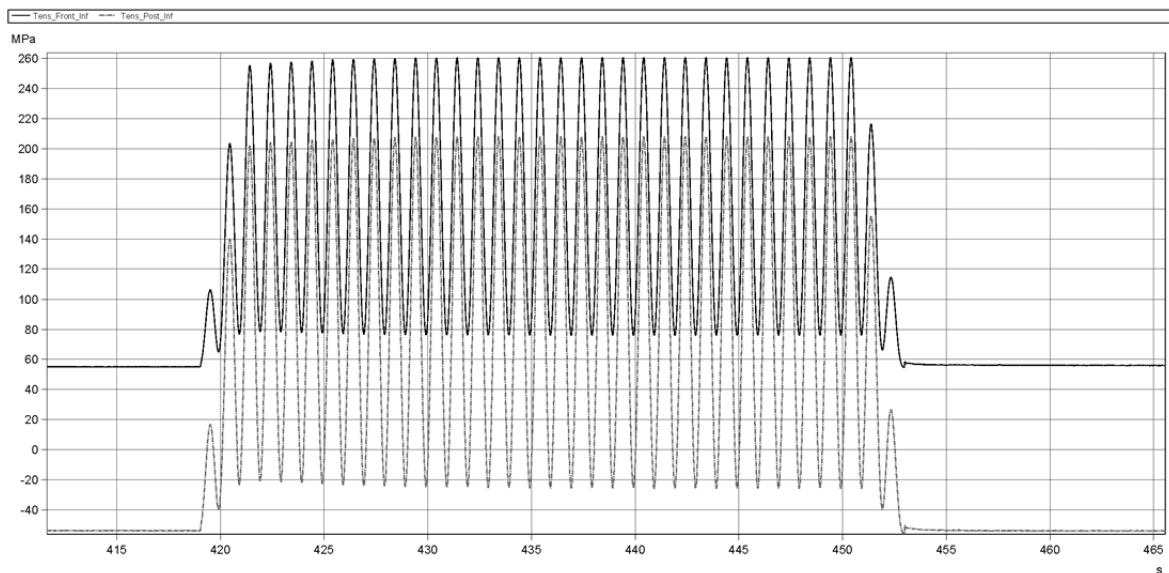


Figura A.8: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 200 MPa)

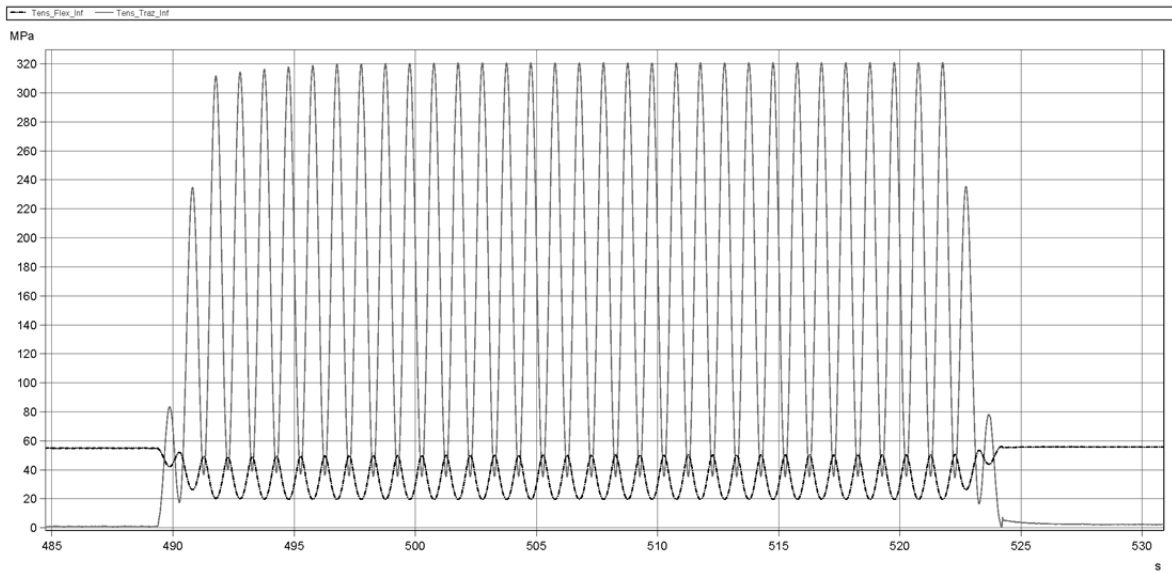


Figura A.9: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 271.44 MPa.

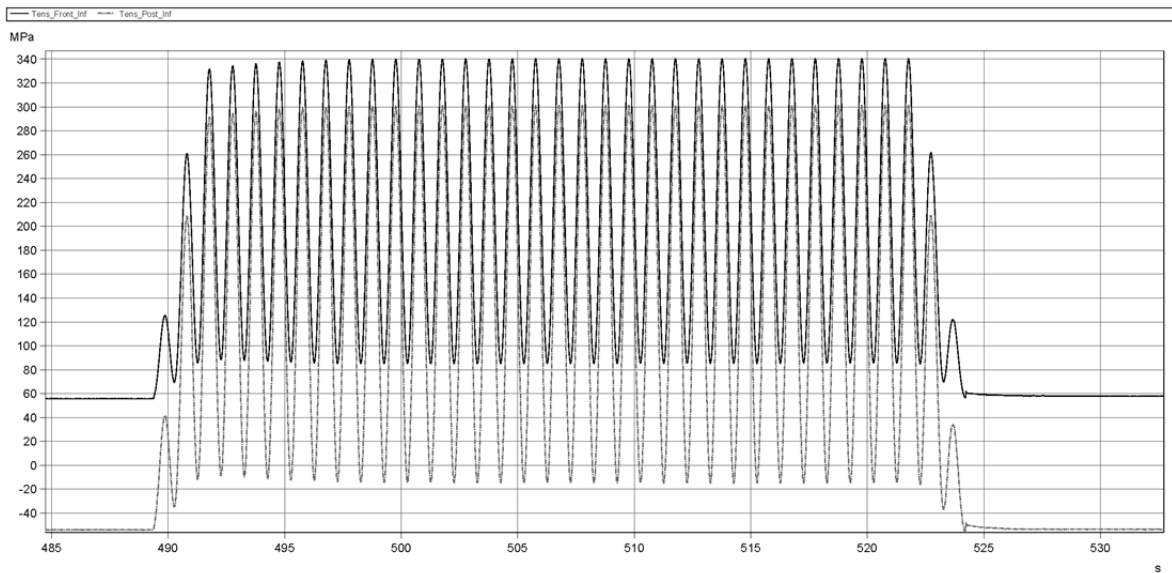


Figura A.10: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 271.44 MPa)

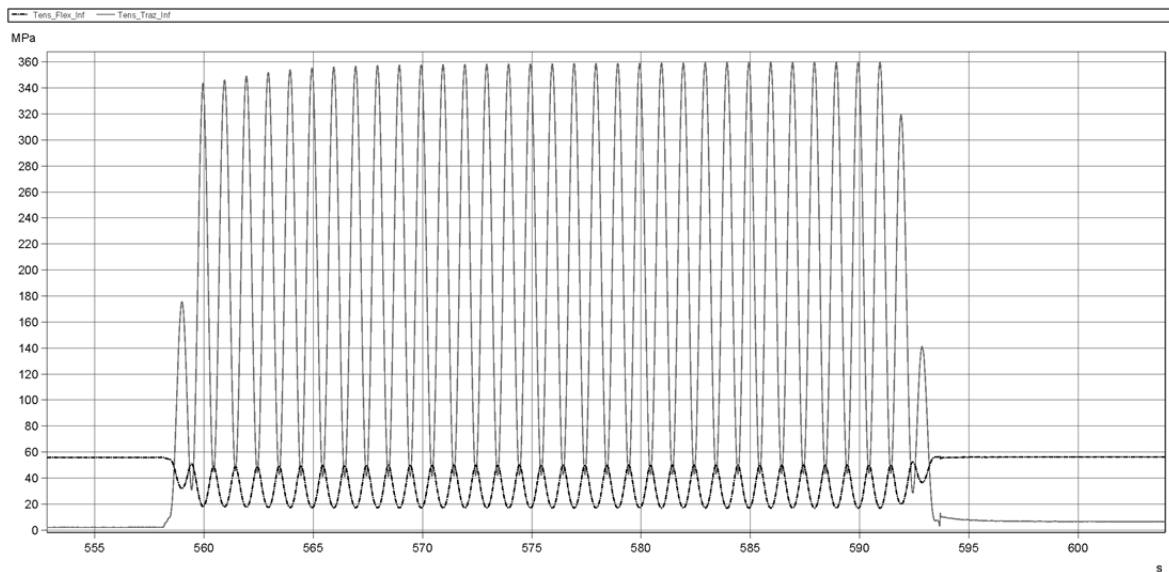


Figura A.11: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 300 MPa.

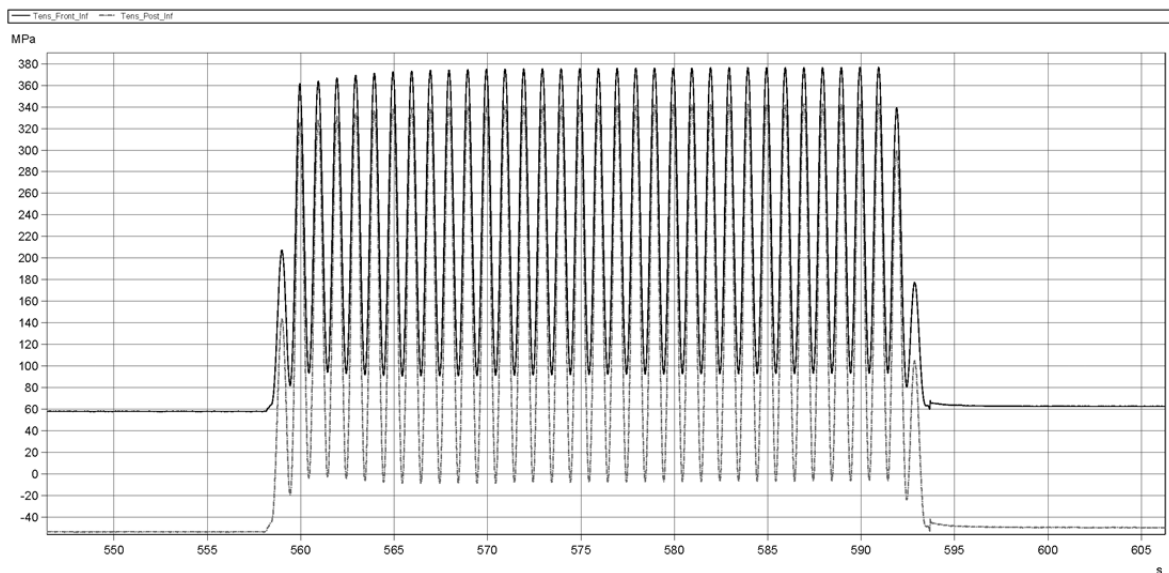


Figura A.12: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 300 MPa)

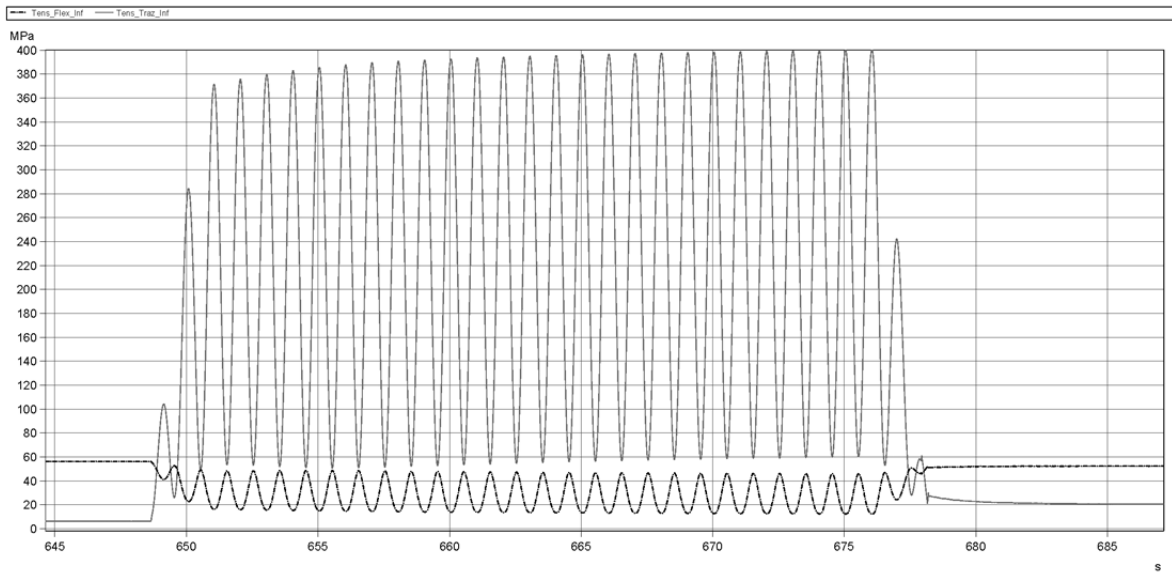


Figura A.13: Contributi di tensione dovuti al momento flettente (conseguente alla distorsione del provino) e alla trazione in posizione superiore. I cicli riportati corrispondono ad un range di tensione pari a 321.43 MPa.

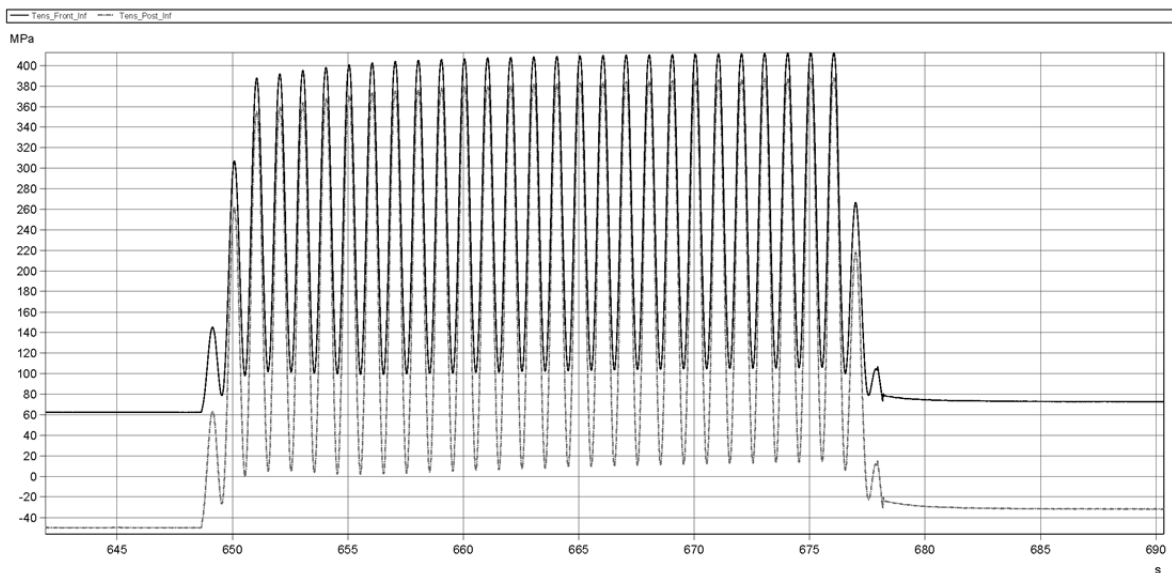


Figura A.14: Valori di tensione misurati in posizione superiore tramite gli estensimetri in posizione frontale e posteriore. (Range di tensione = 321.43 MPa)

Appendice B: Provini usati nelle prove a fatica

Nella presente appendice sono riportate delle schede di dettaglio per ciascun provino utilizzato nel corso delle prove a fatica.

Nelle schede sono riportati:

- Numero del provino
- Materiale del provino
- Punto di innesco della cricca
- Range di tensione applicato
- Rapporto di ciclo
- Frequenza utilizzata nella macchina MFL durante le prove
- Tensioni/Forze applicate dalla macchina MFL
- N° di cicli a rottura
- Foto del provino dopo la rottura

Per comprendere come siano stati indicati i punti di innesco della cricca si faccia riferimento alla nomenclatura riportata nella seguente figura.

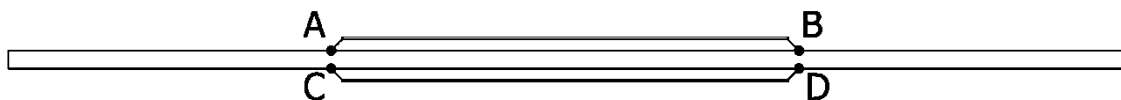


Figura B.1: Possibili punti di innesco cricca. I punti devono considerarsi al piede del cordone di saldatura in corrispondenza della linea media del componente. I punti A e B appartengono alla faccia "frontale" del provino, per quanto detto tale faccia sarà sempre tesa durante l'afferraggio, mentre la faccia opposta sarà compressa.

Oltre a ciò sono riportate le curve di rigidità relativa del provino nel corso della prova. Sono proposte per ciascun provino due curve, la prima è stata calcolata facendo riferimento ai delta di forza e di spostamento in un ciclo, mentre la seconda facendo riferimento ai valori massimi di forza e spostamento. I valori di forza e di spostamento sono forniti in output direttamente dalla macchina MFL (che registra i valori della cella di carico e dell'LVDT). L'acquisizione dei dati avviene per due intere sinusoidi in maniera logaritmica campionando 50 punti per sinusoidi (e.g. : ai cicli 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,20,30,40, etc. vengono registrate due sinusoidi).

Per la prima curva (quella più in alto, basata sui delta dei valori) la formulazione analitica è la seguente:

$$K_i = \frac{\Delta F}{\Delta S}$$

dove:

K_i è la rigidezza misurata al ciclo i -esimo

ΔF è la differenza tra F_{\max} ed F_{\min} al ciclo i -esimo

ΔS è la differenza tra s_{\max} ed s_{\min} al ciclo i -esimo

Infine per tracciare il grafico si è fatto riferimento alla rigidezza relativa rispetto a quella presente al ciclo 1000, e si ottiene quindi:

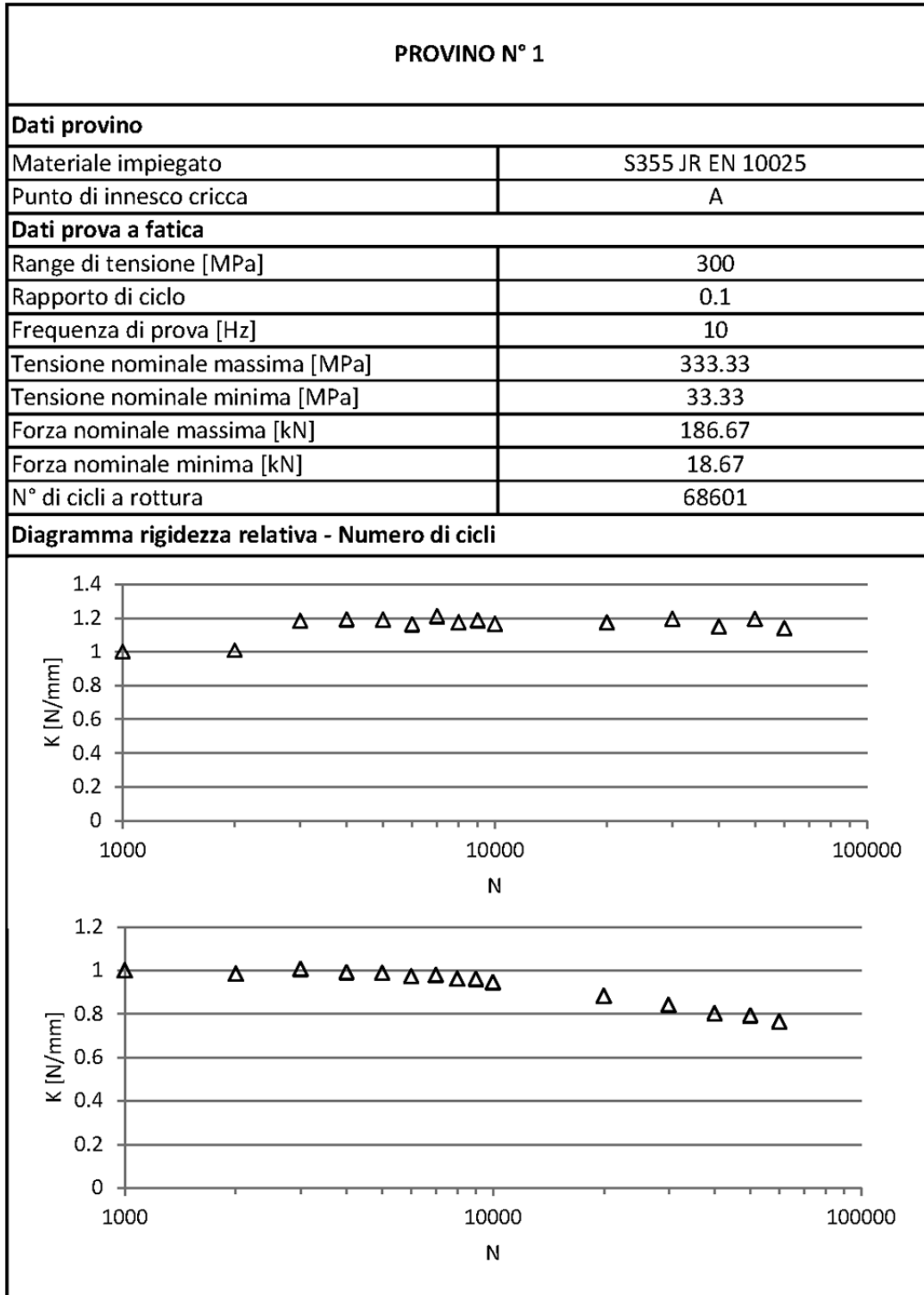
$$K_{r,i} = \frac{K_i}{K_{1000}}$$



Dal momento che i provini si rompono per la propagazione di una cricca ci si aspetta che nel corso della prova, ed in particolar modo in prossimità dell'istante di rottura, la rigidezza relativa cali poiché a parità di forza applicata lo spostamento dovrebbe essere maggiore visto che la presenza della cricca mina la sezione resistente del materiale.

Nel caso in cui si faccia riferimento ai valori massimi di forza e spostamento la formulazione è simile:


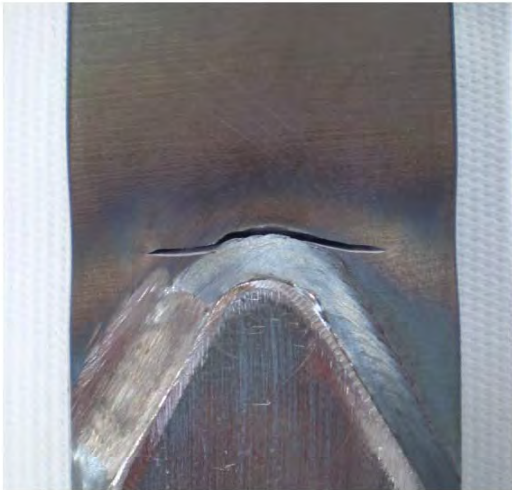
$$K_i = \frac{F_{\max}}{s_{\max}}$$

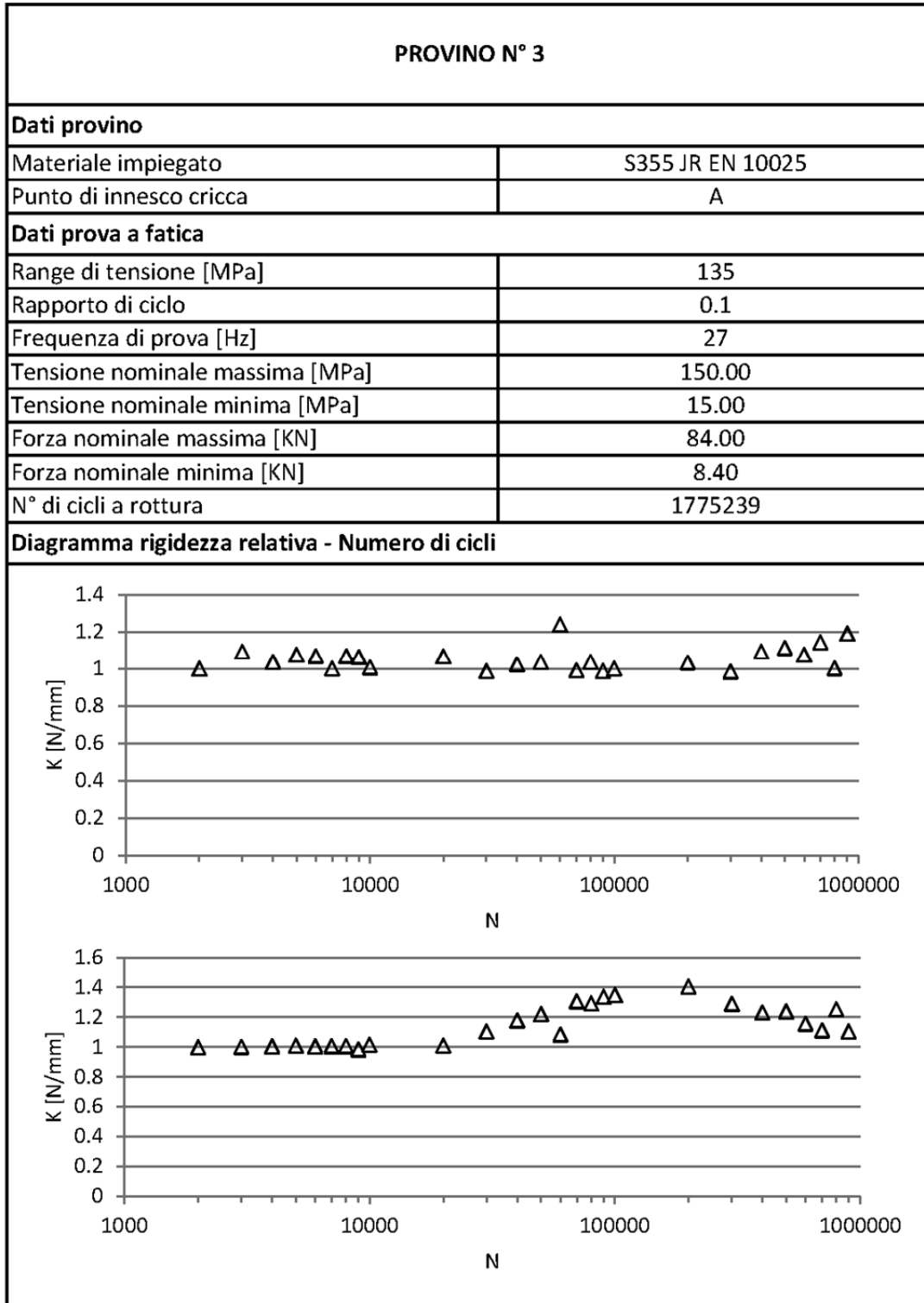
$$K_{r,i} = \frac{K_i}{K_{1000}}$$





PROVINO N° 1	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A photograph showing the complete specimen after fracture. The specimen is a long, narrow metal strip with a central, elongated, and slightly curved fracture zone. Red handwritten markings 'A' and 'B' with arrows are visible at the bottom of the specimen.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone. It shows the detailed surface morphology of the metal, including the fracture surface and the surrounding material. Red handwritten markings 'A' and 'B' with arrows are visible at the bottom of the image.</p>



PROVINO N° 2	
Dati provino	
Materiale impiegato	S355 JR EN 10025
Punto di innesco cricca	B
Dati prova a fatica	
Range di tensione [MPa]	200
Rapporto di ciclo	0.1
Frequenza di prova [Hz]	27
Tensione nominale massima [MPa]	222.22
Tensione nominale minima [MPa]	22.22
Forza nominale massima [kN]	124.44
Forza nominale minima [kN]	12.44
N° di cicli a rottura	249864
Diagramma rigidezza relativa - Numero di cicli	
N.D.	

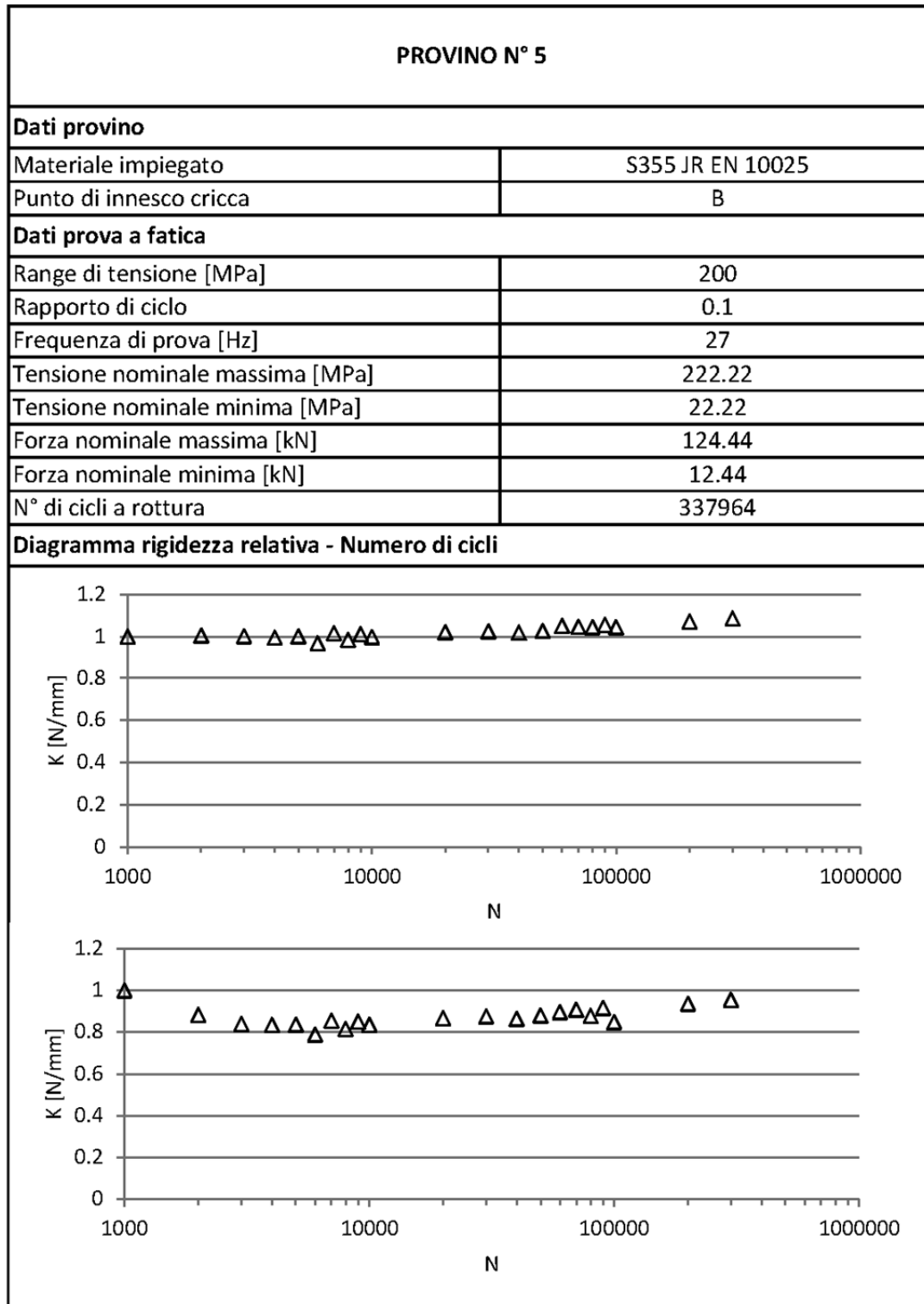
PROVINO N° 2	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen, likely a tensile test piece, after fracture. The specimen is dark and elongated, with a central necked region where the fracture occurred. The number '20' is handwritten in red ink at the bottom of the specimen.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the specimen. It shows a clear, semi-circular fracture surface with a distinct crack line extending across the top of the necked area.</p>





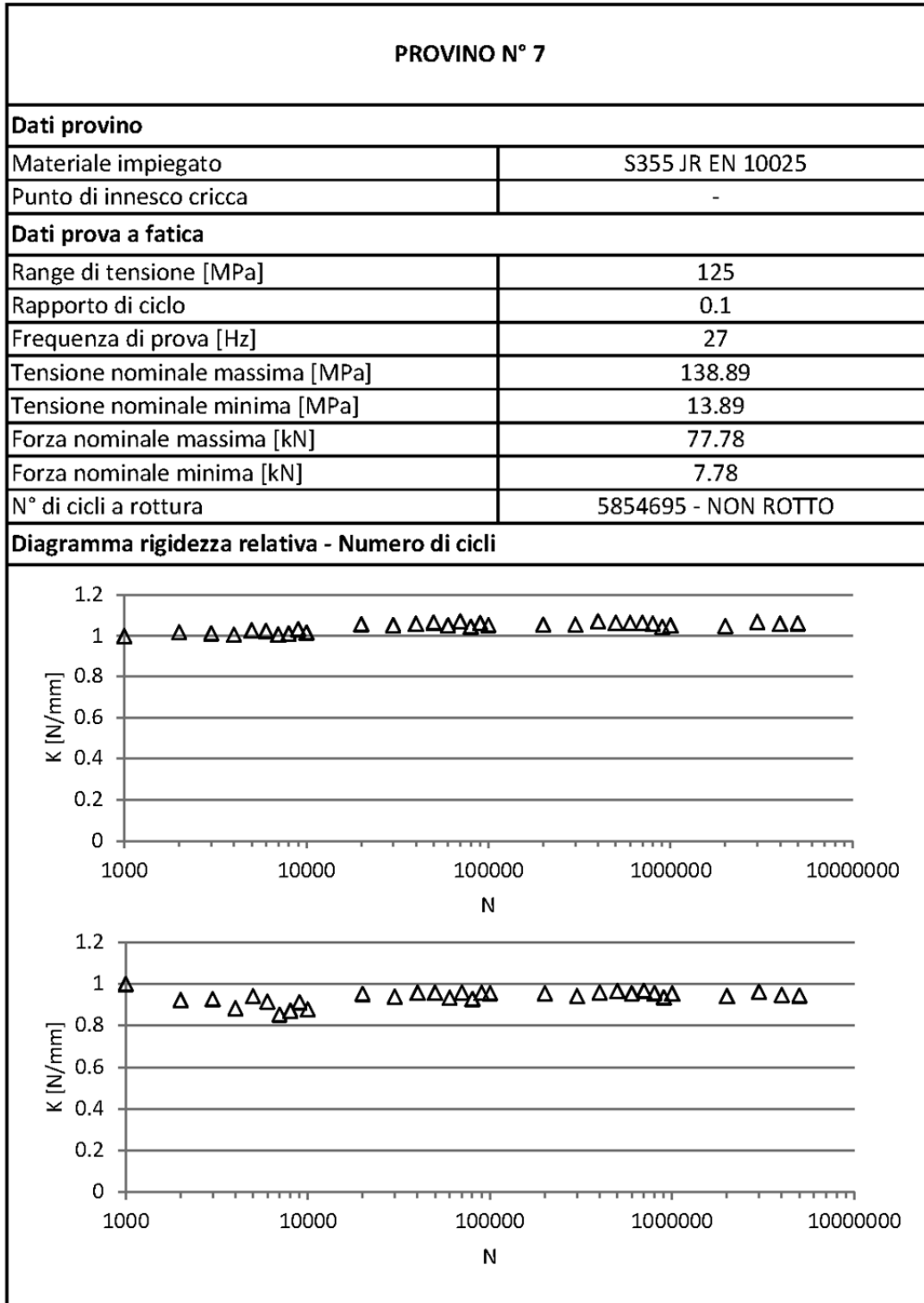
PROVINO N° 3	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen after fracture. The specimen is dark and elongated. The upper portion shows a fracture surface with a distinct, semi-circular, dimpled appearance. The lower portion is a relatively smooth, rectangular section with red markings 'A' and 'B' and a red 'E' below them. A horizontal red line is visible near the top of the specimen.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone. It shows two dark, jagged, and irregularly shaped pieces of metal. The surfaces are rough and show signs of ductile fracture. The background is a light-colored, textured surface.</p>


PROVINO N° 4	
Dati provino	
Materiale impiegato	S355 JR EN 10025
Punto di innesco cricca	B
Dati prova a fatica	
Range di tensione [MPa]	271.44
Rapporto di ciclo	0.1
Frequenza di prova [Hz]	25
Tensione nominale massima [MPa]	301.60
Tensione nominale minima [MPa]	30.16
Forza nominale massima [kN]	168.90
Forza nominale minima [kN]	16.89
N° di cicli a rottura	79974
Diagramma rigidezza relativa - Numero di cicli	
N.D.	

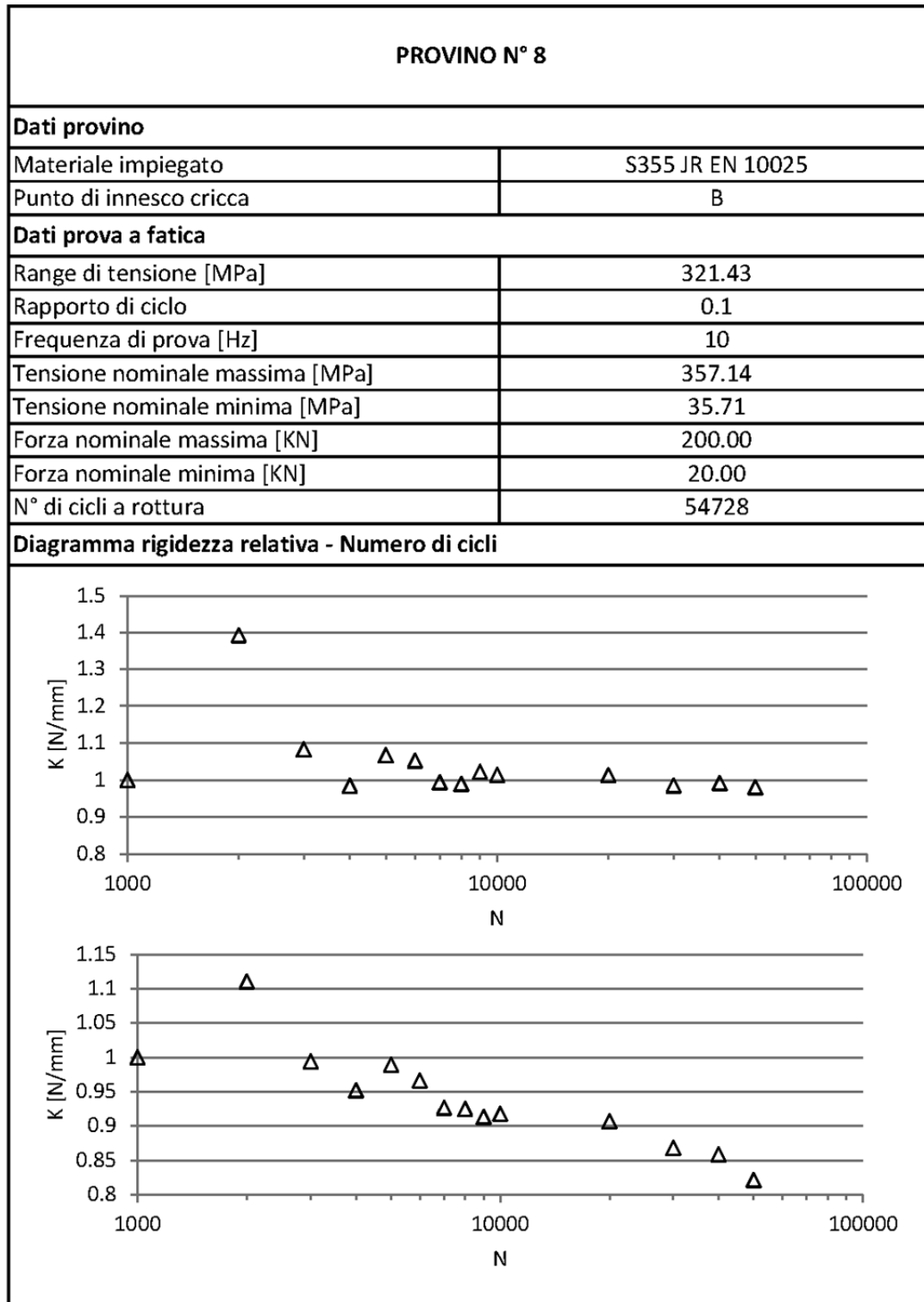
PROVINO N° 4	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen after fracture. The specimen is dark and elongated. At the bottom, the letters 'A' and 'B' are printed in red. The fracture surface is visible in the center.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the specimen, showing the texture and details of the broken surface.</p>





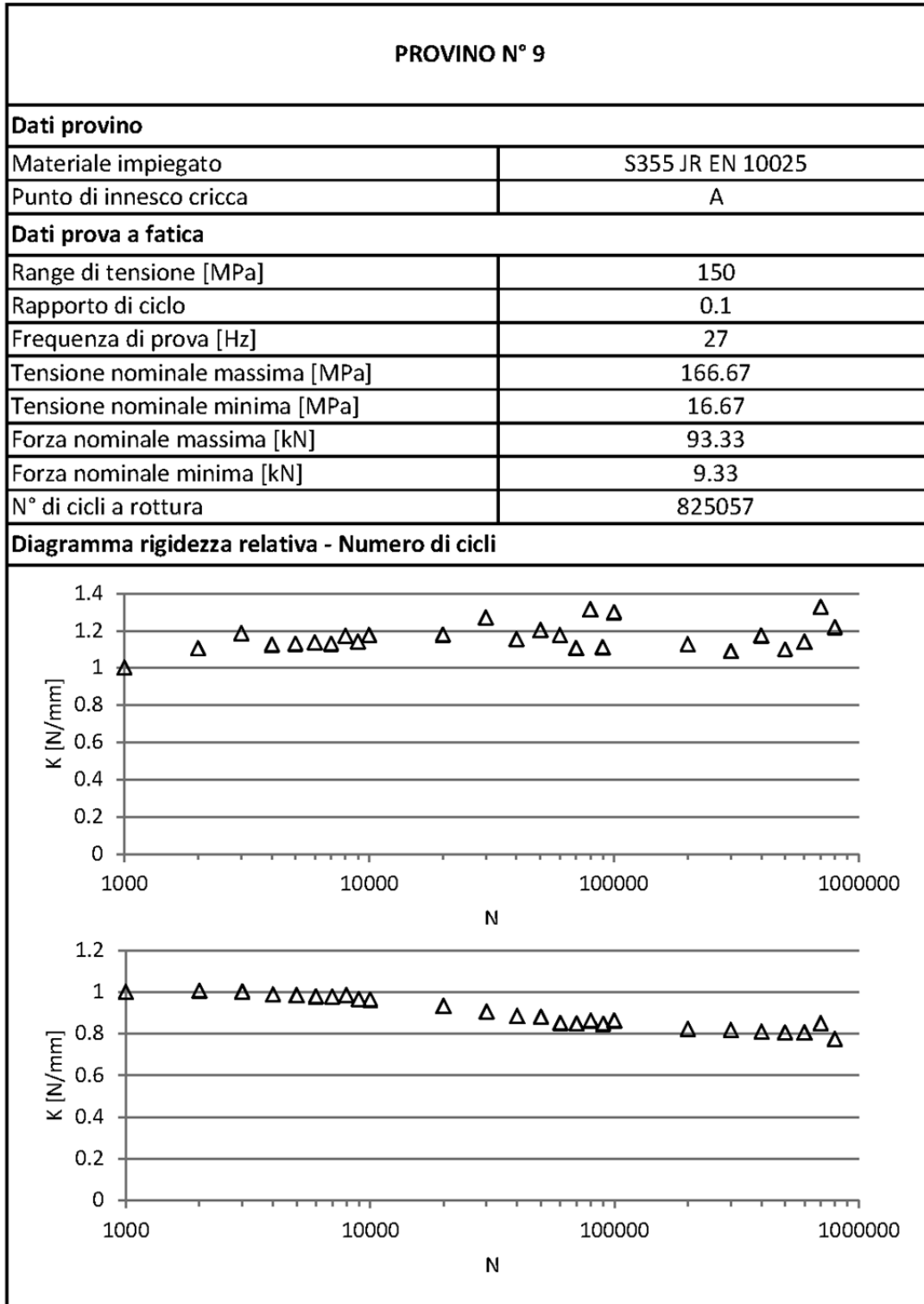
PROVINO N° 5	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen after fracture. The specimen is dark grey with a central fracture zone. At the bottom, the number '5' is marked in red. The fracture surface shows a distinct, somewhat irregular shape.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone. It shows two pieces of metal separated at the fracture point. The fracture surface is dark and appears to have some internal features or inclusions. The background is a light-colored, textured surface.</p>





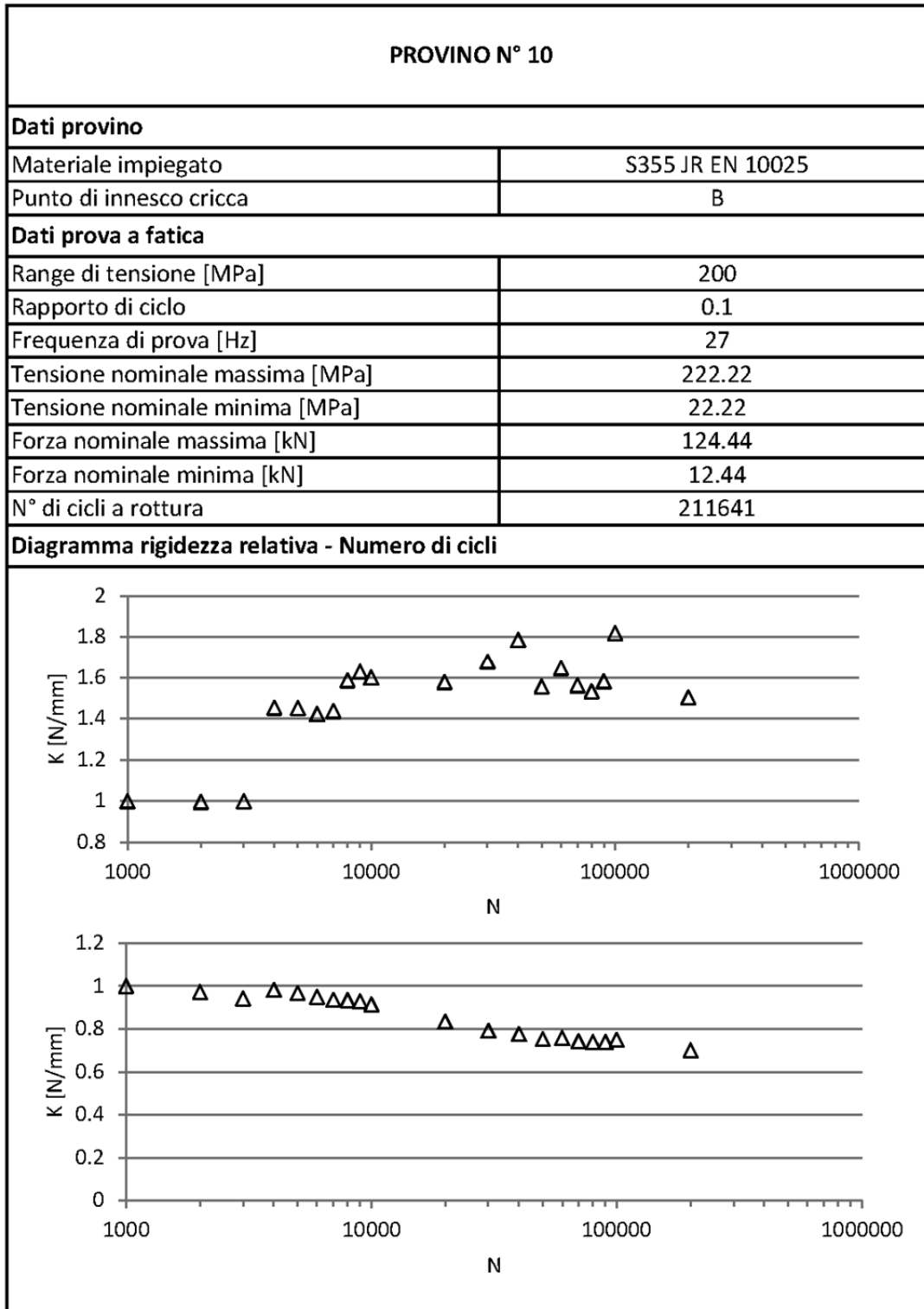
PROVINO N° 7	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
	<p data-bbox="1011 1128 1161 1160">NON ROTTO</p>



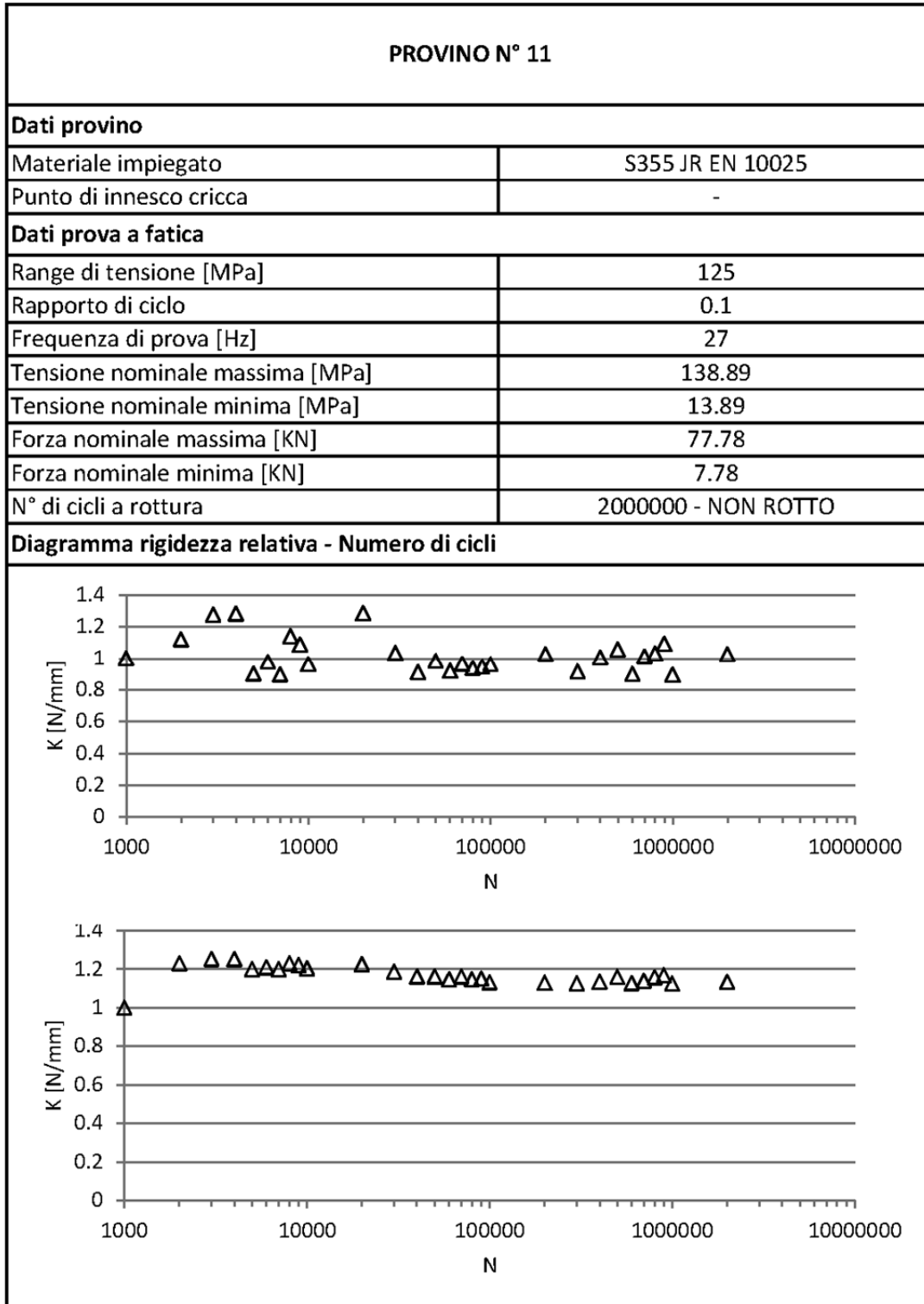
PROVINO N° 8	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen after fracture. The specimen is elongated and shows a central fracture zone with a rough, fibrous appearance. At the bottom of the specimen, the letters 'A' and 'B' are written in red, with the number '8' below them.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the specimen. It shows a detailed view of the fracture surface, which is highly textured and appears to have a fibrous or ductile character. The lighting highlights the irregularities and the extent of the fracture.</p>




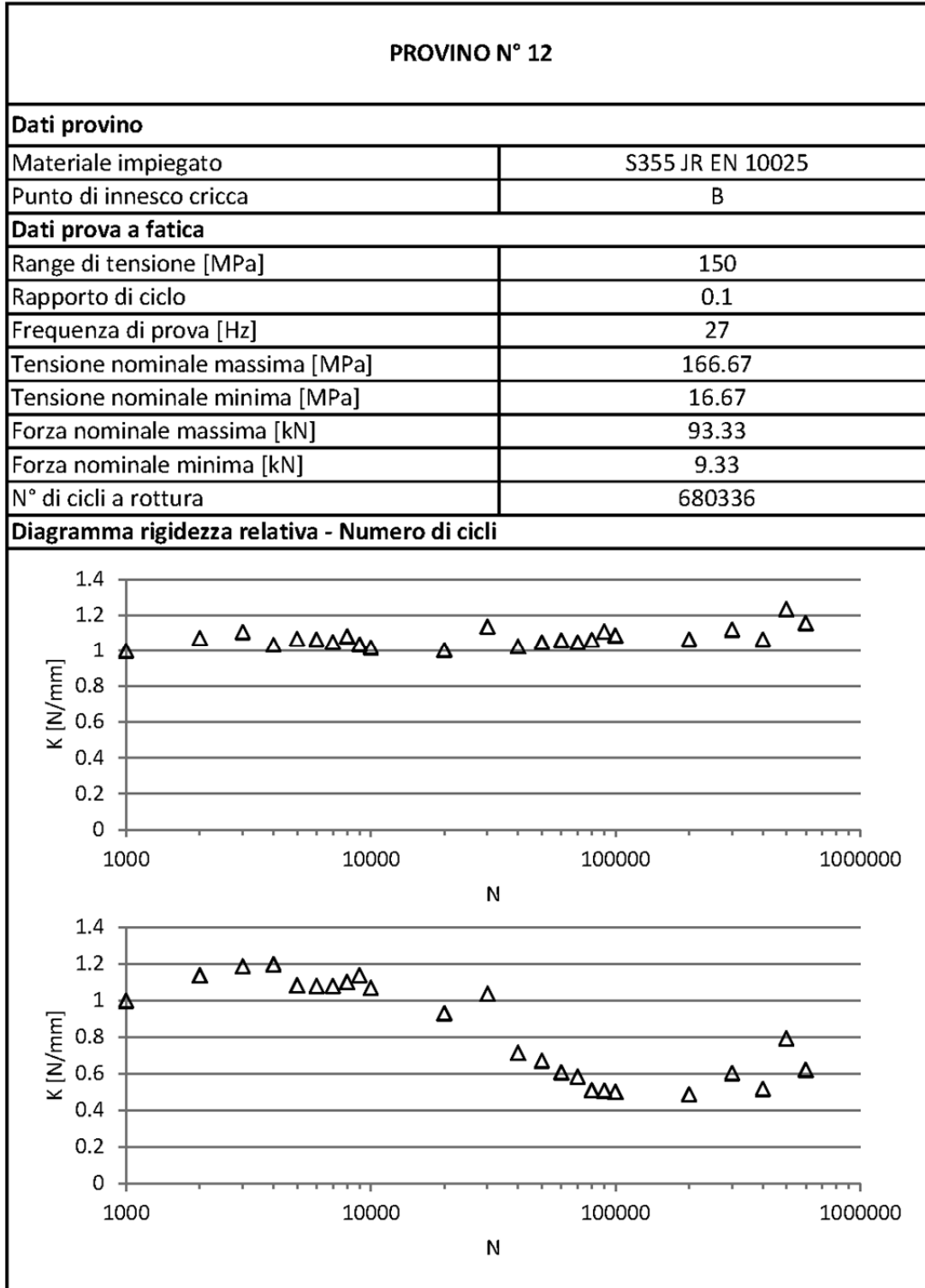
PROVINO N° 9	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen, labeled 'PROVINO N° 9', showing a central fracture zone. The specimen is dark and has a textured surface. The fracture zone is a dark, elongated shape with a slightly irregular, V-shaped top edge. The specimen is marked with red handwritten text '9 A' and '9 B' near the bottom.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the metal specimen. The image shows the detailed texture of the metal surface, including fine scratches and a distinct V-shaped fracture pattern. The specimen is marked with red handwritten text '9 A' and '9 B' near the bottom.</p>





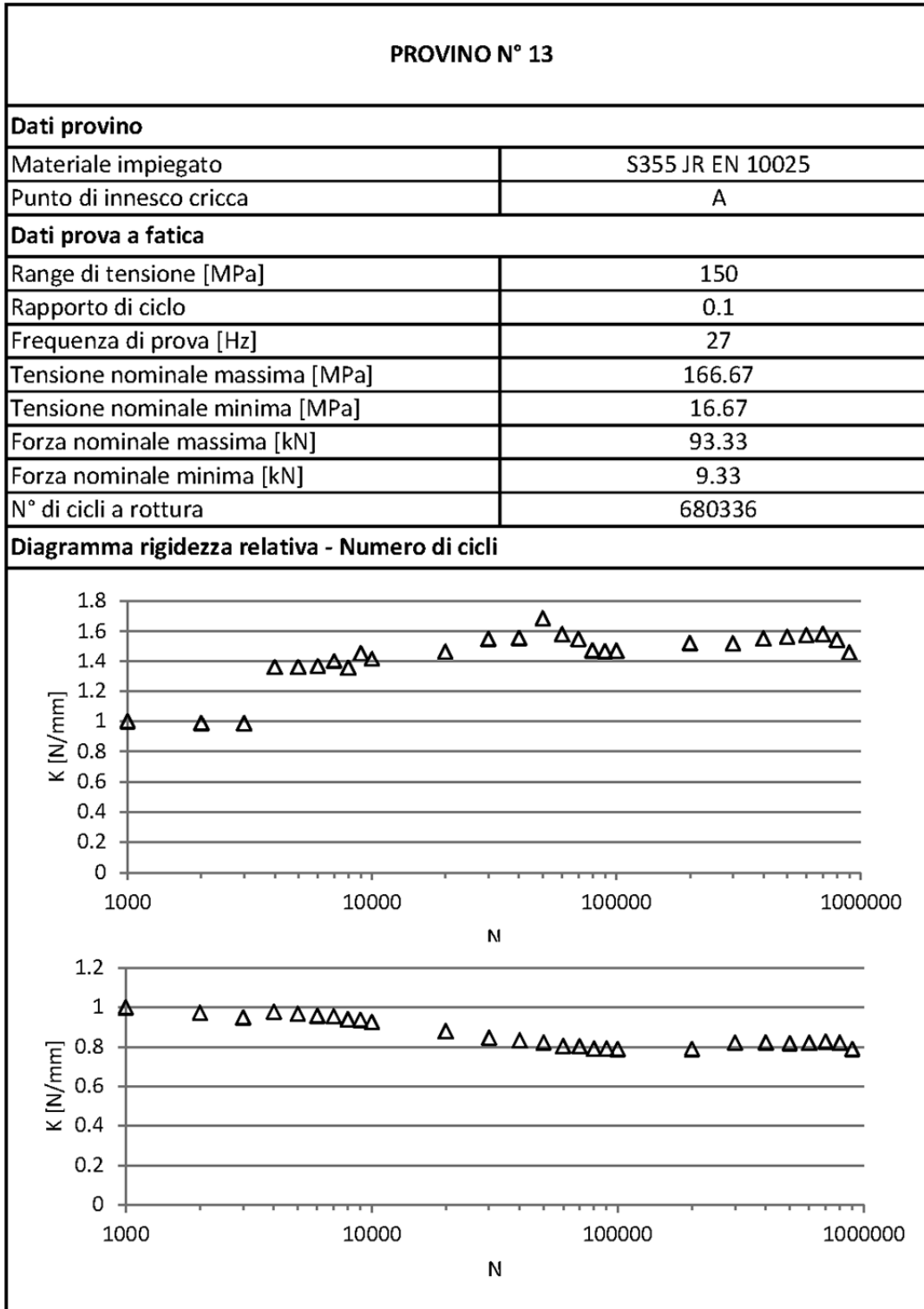






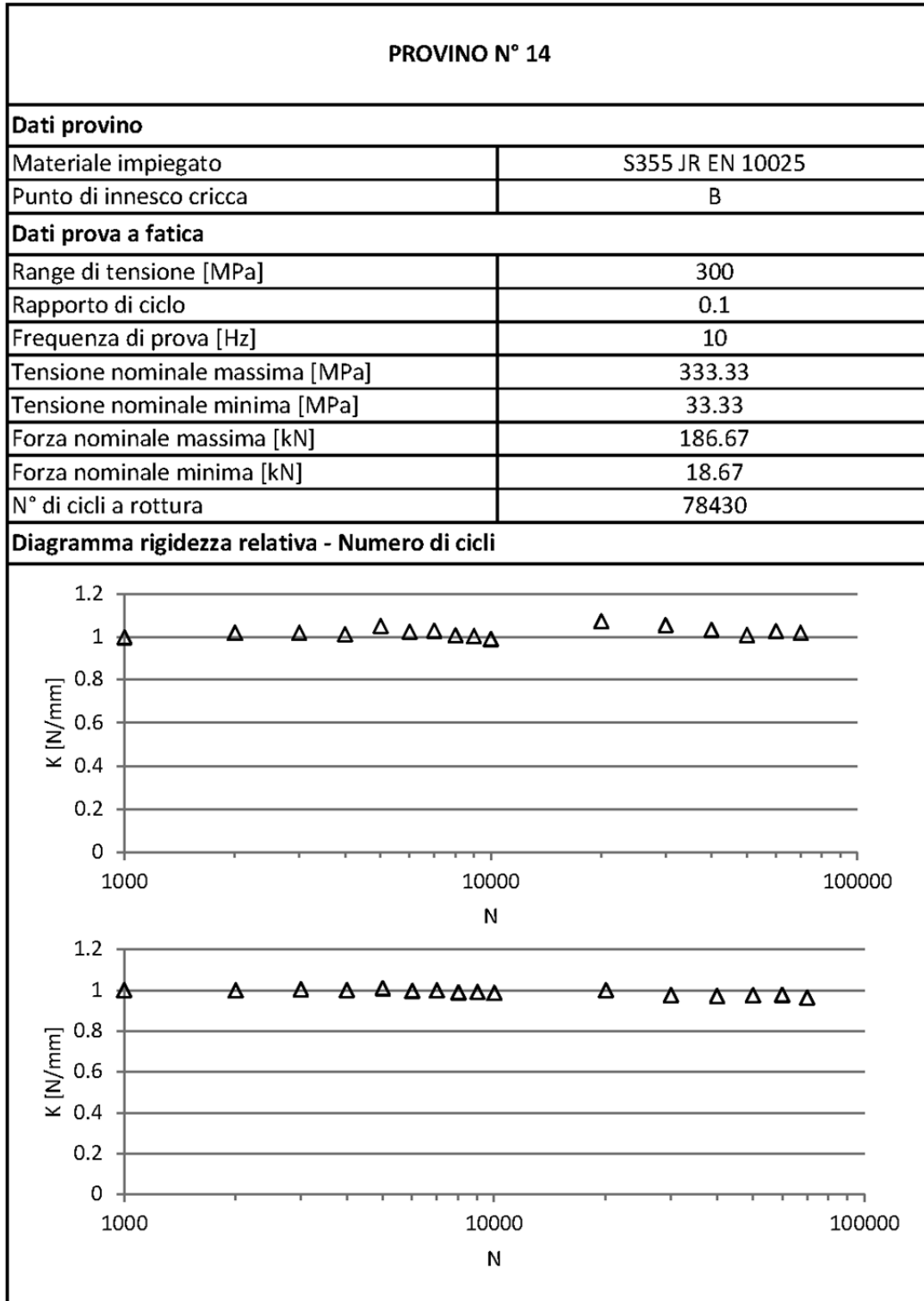
PROVINO N° 11	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
	<p>NON ROTTO</p>



<p style="text-align: center;">PROVINO N° 12</p>	
<p>Vista complessiva dopo la rottura</p>	<p>Dettaglio zona di rottura</p>
 <p>A vertical photograph of a metal specimen after fracture. The specimen is dark and shows a central fracture zone with a distinct necking area. At the bottom of the specimen, the number '12' is handwritten in red ink.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the metal specimen, showing the surface texture and the shape of the fracture.</p>



<p style="text-align: center;">PROVINO N° 13</p>	
<p>Vista complessiva dopo la rottura</p>	<p>Dettaglio zona di rottura</p>
 <p>A vertical photograph of a metal specimen, labeled '13 B' in red at the bottom. The specimen is a long, narrow strip with a central, elongated, diamond-shaped hole. The hole has a slightly irregular, hand-finished appearance. The metal surface shows some texture and a dark, possibly oxidized or painted, finish.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the specimen. It shows a sharp, V-shaped crack that has propagated through the metal. The fracture surface is highly reflective and shows a fine, fibrous texture. The label '13 B' is visible in red at the bottom of the image.</p>



PROVINO N° 14	
Vista complessiva dopo la rottura	Dettaglio zona di rottura
 <p>A vertical photograph of a metal specimen, labeled 'PROVINO N° 14', showing a fracture. The specimen is dark and has a central, elongated, and somewhat irregularly shaped fracture zone. The fracture surface is visible, showing some texture and color variations. At the bottom of the specimen, the number '14' is written in red ink.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the metal specimen. It shows a detailed view of the fracture surface, which is dark and has a rough, textured appearance. The fracture is clearly visible, showing a distinct crack line and some surrounding material deformation.</p>

PROVINO N° 15	
Dati provino	
Materiale impiegato	S355 JR EN 10025
Punto di innesco cricca	B
Dati prova a fatica	
Range di tensione [MPa]	135
Rapporto di ciclo	0.1
Frequenza di prova [Hz]	27
Tensione nominale massima [MPa]	150.00
Tensione nominale minima [MPa]	15.00
Forza nominale massima [kN]	84.00
Forza nominale minima [kN]	8.40
N° di cicli a rottura	1701007
Diagramma rigidezza relativa - Numero di cicli	
N.D.	

<p style="text-align: center;">PROVINO N° 15</p>	
<p>Vista complessiva dopo la rottura</p>	<p>Dettaglio zona di rottura</p>
 <p>A vertical photograph of a metal specimen after fracture. The specimen is dark and has a complex, elongated shape. At the bottom, the number '15A' is handwritten in red ink. The top part of the specimen is broken and jagged.</p>	 <p>A close-up photograph of the fracture zone of the metal specimen. It shows two jagged, broken pieces of metal with a rough, metallic surface. The pieces are positioned vertically, showing the sharp edges and the texture of the fracture surface.</p>

Bibliografia

- [1] Zamperla, *Dumbo Structural Analysis Report*, 2013.
- [2] KYOWA, *Strain gages installation manual*, KYOWA.
- [3] imc, *imc CRONOS-PL2 User's Manual*, imc Integrated measurement & control, 2004.
- [4] Meneghetti G. e Saraceni M., *Utilizzo della centralina IMC-CRONOS PL2*, 2014.
- [5] Meneghetti G. e Zoccarato R., *Utilizzo del modulo di espansione IMC-CANSAS abbinato alla centralina IMC-CRONOS PL2*, 2014.
- [6] Zamperla, *Dumbo Ride Performance*, 2013.
- [7] Zamperla, *Jet Packs Performance Specification*, 2013.
- [8] Zamperla, *Jet Packs Structural Analysis Report*, 2013.
- [9] Lazzarin P. e Tovo R. (1998), A notch intensity factor approach to the stress analysis of welds, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. **21**, 1089-1103.
- [10] Williams M.L. (1952), Stress singularities resulting from various boundary conditions in angular corners of plate in tension, *J.Appl.Mech.* **19**, 526-528.
- [11] Gross R. e Mendelson A. (1972), Plane elastostatic analysis of V-notched plates, *Int. J. Fracture Mech.* **8**, 267-327.
- [12] Meneghetti G. e Lazzarin P. (2011), The peak stress method for fatigue strength assessment of welded joints with weld toe or weld root failures, *Welding in the world* **55**, 22-29.
- [13] Lazzarin P. e Filippi S. (2006), A generalized stress intensity factor to be applied to rounded V-shaped notches, *Int. J. Solids Struct.* **43**, 2461-2478.
- [14] Meneghetti G. e Lazzarin P. (2006), Significance of the elastic peak stress evaluated by FE analyses at the point of singularity of sharp V-notched components, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. **30**, 95-106.
- [15] Lazzarin P. e Zambardi R. (2001), A finite-volume-energy based approach to predict the static and fatigue behaviour of components with sharp V-shaped notches, *Int. J. of Fracture*, vol 112, no. 3, 275-298.

- [16] Atzori B., Guzzella C., Meneghetti G. (2014), The peak stress method combined with 3D finite element models for fatigue assessment of toe and root cracking in steel welded joints subjected to axial or bending loading, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. **37**, 722-739.
- [17] G. Comini e S. Del Giudice, *Misure meccaniche*, CLEUP, 1975.
- [18] G. Fanti, *Appunti di misure meccaniche e termiche*, Libreria Progetto, 2012.
- [19] B. Atzori, *Appunti di costruzione di macchine*, Libreria Cortina, 2003.
- [20] imc, *imc FAMOS User's Manual*, imc Integrated measurement & control, 2012.
- [21] imc, *imc FAMOS Functions Reference*, imc Integrated measurement & control, 2012.

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il Professor Giovanni Meneghetti, per avermi concesso la possibilità di svolgere questo lavoro di tesi, ma, soprattutto, per i consigli e gli insegnamenti che mi ha fornito in questi ultimi mesi. Ringrazio inoltre l'Ing. Vittorio Babini per la disponibilità nell'assistermi sia nella giornate in Zamperla che negli altri momenti, con chiarimenti ed informazioni.

Un ringraziamento è doveroso nei confronti di coloro che mi hanno aiutato a preparare le varie prove sperimentali svolte nel corso di questi tesi. Tra questi il Sig. Gabriele Masiero del dipartimento di ingegneria meccanica dell'Università di Padova, l'Ing. Fausto Ravagnani e l'Ing. Enrico Dal Maso di Zamperla.

Un enorme ringraziamento va alla mia famiglia, innanzitutto per avermi permesso di intraprendere questo percorso ed inoltre per tutto il supporto fornitomi nel corso di questi anni di ingegneria. Non posso negare loro parte del merito di fronte al raggiungimento di questa laurea magistrale.

Un ringraziamento speciale ad Ilaria, per la tenacia dimostrata essendo sempre presente con pazienza, consigli ed un supporto che si è rivelato fondamentale.

Infine ringrazio tutti gli amici per esserci stati durante questo percorso ed averlo reso più leggero.

Davide Marini