



**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE, EDILE E AMBIENTALE

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA CIVILE  
INDIRIZZO STRUTTURE

**STUDIO DELL'ATTREZZATURA PER L'ESECUZIONE  
DI PROVE SPERIMENTALI MEDIANTE METODI  
AVANZATI DI PROGETTAZIONE A FATICA**

*Relatori: prof. Claudio Modena e prof. Carlo Pellegrino*

*Correlatori: ing. Fabio P. Marchesini e ing. Massimo Dalla Benetta*

*Laureando: MARCO COLUSSI*

ANNO ACCADEMICO 2013-2014



*Alla mia famiglia  
e a Dana  
che mi hanno sostenuto.*



*"Poi, essendo che era ingegnere, aveva anche la mania delle rotture a fatica, le vedeva dappertutto e credo che se le sognasse anche di notte. Lei che non è del ramo forse non sa neanche cosa sono: ebbene, sono una rarità, io in tutta la mia carriera di rotture a fatica garantite non ne ho viste neanche una, ma quando si spacca un pezzo, padroni, direttori, progettisti e capi officina sono sempre tutti d'accordo, loro non ne possono niente, la colpa è del montatore, che è lontano e non si può difendere, o delle correnti vaganti, o della fatica..."*

*Primo Levi, La chiave a stella (1919-1987)*

*"The most beautiful experience we can have is the mysterious - the fundamental emotion which stands at the cradle of true art and true science."*

*Albert Einstein (1879-1955)*

*"Nothing in life is to be feared, it is only to be understood. Now is the time to understand more, so that we may fear less."*

*Marie Curie (1867-1934)*



# SOMMARIO

<b>PRESENTAZIONE</b>	<b>1</b>
<b>PARTE PRIMA</b>	<b>3</b>
<b>1. INTRODUZIONE</b>	<b>5</b>
1.1. IL FENOMENO DELLA FATICA	5
1.2. INQUADRAMENTO STORICO	6
1.3. I FATTORI PRINCIPALI CHE CONDIZIONANO LA VITA A FATICA	11
1.4. ASPETTI MICROSCOPICI E MACROSCOPICI	11
1.5. DIAGRAMMA DI WÖHLER	13
1.5.1. <i>Progettazione a fatica</i>	15
1.6. DIAGRAMMI DI SICUREZZA	16
1.6.1. <i>Diagramma di Haigh</i>	16
1.6.2. <i>Diagramma di Goodman-Smith</i>	18
<b>2. METODI DI PROGETTAZIONE</b>	<b>21</b>
2.1. METODO DELLE TENSIONI NOMINALI	22
2.2. METODO DELLE TENSIONI STRUTTURALI	24
2.2.1. <i>Surface Stress Extrapolation Method (SSE)</i>	29
2.2.2. <i>Through Thickness at the Weld Toe (TTWT)</i>	30
2.2.3. <i>“1 mm under surface” Method (Xiao - Yamada)</i>	33
2.2.4. <i>Battelle Structural Stress Method</i>	35
2.3. METODO DELLE TENSIONI DI PICCO	49
2.3.1. <i>Progettazione a fatica con curva di Wöhler non nota</i>	50
2.4. MECCANICA DELLA FRATTURA LINEARE ELASTICA (LEFM)	54
2.4.1. <i>Meccanica della Frattura in campo statico</i>	58
2.4.2. <i>Meccanica della Frattura a fatica</i>	59
<b>3. ASPETTI NORMATIVI</b>	<b>61</b>
3.1. NORMATIVE CON LE TENSIONI NOMINALI	61
3.1.1. <i>Eurocodice 3 (EC3) e Norme Tecniche per le Costruzioni (NTC)</i>	61
3.1.2. <i>Det Norske Veritas (DNV) e International Institute of Welding (IIW)</i>	66
3.1.3. <i>Proposta di valorizzazione del Metodo Nominale</i>	68
3.2. NORMATIVE CON LE TENSIONI DI HOT SPOT	70
3.2.1. <i>Det Norske Veritas (DNV) e International Institute of Welding (IIW)</i>	70
3.3. NORMATIVE CON LE TENSIONI STRUTTURALI	74
3.3.1. <i>ASME Boiler &amp; Pressure Vessel Code Sec.VIII Div.2</i>	74
3.3.2. <i>Approccio dell’ASME vs P. Dong e Battelle Institute</i>	78

<b>4.</b>	<b>ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI E CONFRONTI</b>	<b>83</b>
4.1.	COVER PLATE	83
4.1.1.	<i>Modello solido</i>	85
4.1.2.	<i>Modello plate</i>	92
4.1.3.	<i>Confronto tra i metodi</i>	99
4.1.4.	<i>Validazione del metodo di Dong e LSE</i>	100
4.2.	GUSSET PLATE LONGITUDINALE	105
4.2.1.	<i>Approccio Hot Spot con estrapolazione superficiale</i>	107
4.2.2.	<i>Approccio di Dong basato sulle forze nodali equivalenti</i>	117
4.2.3.	<i>Confronto tra i metodi</i>	124
4.3.	GUSSET PLATE OBLIQUO	126
4.3.1.	<i>Approccio di Dong e correzione multiassiale</i>	126
<b>5.</b>	<b>CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE</b>	<b>131</b>
	<b>PARTE SECONDA</b>	<b>135</b>
<b>6.</b>	<b>STUDIO DELL'ATTREZZATURA PER PROVE A FATICA</b>	<b>137</b>
6.1.	COMBINAZIONI DI CARICO	139
6.2.	MODELLO AGLI ELEMENTI FINITI	140
6.2.1.	<i>Modello di calcolo "beam"</i>	141
6.2.2.	<i>Modello di calcolo "plate"</i>	143
6.3.	ANALISI DI INSTABILITÀ	152
6.4.	ANALISI NON LINEARE INCREMENTALE	154
6.5.	FREQUENZE NATURALI DI VIBRAZIONE	154
<b>7.</b>	<b>VERIFICA STRUTTURALE DELL'ATTREZZATURA</b>	<b>157</b>
7.1.	COLONNE	157
7.1.1.	<i>Verifica statica e a fatica</i>	158
7.1.2.	<i>Verifica di stabilità dell'equilibrio</i>	161
7.2.	TRAVI	163
7.2.1.	<i>Verifica a fatica delle travi</i>	166
7.2.2.	<i>Verifica a fatica dei giunti saldati</i>	167
7.3.	PIASTRA DI RICONTRIO E COSTOLE DI IRRIGIDIMENTO	170
7.3.1.	<i>Verifica della piastra di riscontro</i>	171
7.3.2.	<i>Verifica delle costole di irrigidimento</i>	177
7.4.	GIUNTO BULLONATO TRAVE-COSTOLA	191
7.4.1.	<i>Verifiche statiche</i>	193
7.4.2.	<i>Verifiche a fatica</i>	196
7.5.	FLANGIA BULLONATA TRAVE-COLONNA	199



7.5.1. <i>Verifiche statiche</i>	200
7.5.2. <i>Verifiche a fatica</i>	204
7.6. COLLEGAMENTO SOLAIO-COLONNE	207
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>211</b>
<b>RINGRAZIAMENTI</b>	<b>213</b>
<b>ALLEGATO A: DISEGNI COSTRUTTIVI</b>	
<b>ALLEGATO B: DISEGNI DI MONTAGGIO</b>	



# PRESENTAZIONE

Il presente lavoro di tesi si articola in due parti fondamentali. Scopo della prima parte è indagare il comportamento di giunti saldati soggetti a fatica, inquadrando il problema dal punto di vista normativo con riferimento ai principali codici adottati nel contesto nazionale e internazionale. Si è proceduto ad un confronto tra i metodi di analisi basati sulle tensioni (Stress-Life) e, in particolare, tra l'approccio basato sulle Tensioni Nominali e gli approcci di tipo Hot Spot, l'approccio Structural Stress e quelli basati sulle Tensioni di Picco. Una particolare attenzione è stata dedicata alla tecnica sviluppata dal prof. P. Dong e dal Battelle Institute (Ohio) che **trova le basi in un progetto di ricerca condotto presso l'università di Padova dal prof. P. Lazzarin e dal prof. R. Tovo**. Tale tecnica, basandosi su risultati ottenibili agli elementi finiti e in particolare su operazioni di post-processing di forze equivalenti nodali, vanta i pregi di essere sostanzialmente insensibile alla raffinatezza della mesh **e di minimizzare l'influenza delle tecniche di modellazione sulla qualità dei risultati**. L'approccio si propone quindi di ovviare alle problematiche legate alla concentrazione di tensioni in prossimità delle singolarità geometriche, quali le saldature, dovute alle semplificazioni introdotte nella modellazione agli elementi finiti.

La seconda parte del lavoro è rappresentata dalla progettazione di un portale di riscontro per un attuatore oleodinamico da 1500 kN dedito a prove di fatica su elementi strutturali completi e di dimensioni notevoli (quali possono essere le travi da ponte), la cui realizzazione e installazione è prevista a breve nel laboratorio universitario di prove sui materiali, sito in via Marzolo a Padova. I criteri alla base della progettazione sono stati i seguenti: limitare al valore di decimi di millimetro le deformazioni delle parti di struttura più sollecitate, al fine di tutelarsi da eventuali interazioni dinamiche tra la struttura stessa e gli elementi da testare durante le prove; dimensionare la struttura affinché resista a fatica a vita illimitata nella condizione di carico ciclico massimo **imposto dall'attuatore**. A questo proposito, le tecniche di analisi dei giunti saldati proposte nella prima parte della tesi sono state un ausilio fondamentale per lo studio di alcune unioni saldate molto sollecitate, permettendo un dimensionamento più accurato di quello che si sarebbe ottenuto con **l'applicazione del classico metodo basato sulle tensioni nominali**. Una particolare cura è stata destinata anche allo studio delle fasi di assemblaggio della struttura mediante **l'ausilio del carroponete presente in laboratorio**.



# **PARTE PRIMA**



# 1. INTRODUZIONE

## 1.1. Il fenomeno della fatica

La *fatica* è un fenomeno che riguarda tipicamente (ma non solo) gli elementi metallici, qualora siano soggetti a ripetuti cicli di carico, regolari o casuali nel tempo. **Un componente meccanico o un'intera struttura si comportano in modo assai diverso se sono sollecitati ciclicamente (vedi Fig.1.1) oppure staticamente: in particolare, nel primo caso se ne può avere la rottura, dopo un certo numero di cicli, ad un livello di sollecitazione molto inferiore che nel secondo. Se ciò accade, si dice che è avvenuta una rottura a fatica.**

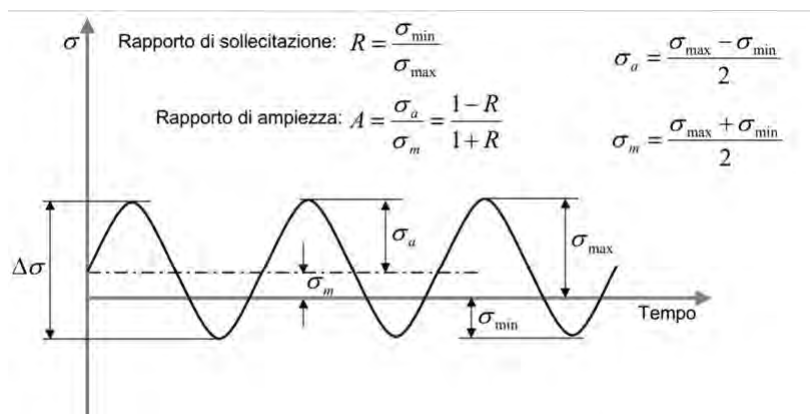
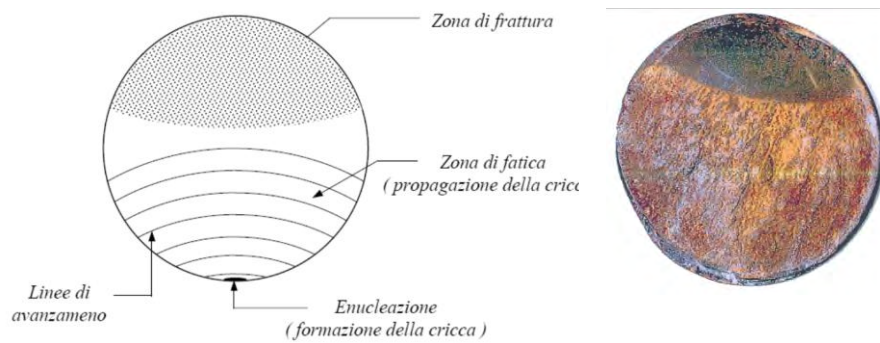


Fig.1.1: Andamento generico di una sollecitazione ciclica di ampiezza costante  $\Delta\sigma$ .

Nella **maggior parte dei casi**, **l'intensità delle forze esterne che** costituiscono la storia di carico è tale per cui la loro singola applicazione non produce nessun danneggiamento apprezzabile. Ciò che causa la rottura per fatica è quindi una complessa sequenza di cambiamenti nella struttura del metallo a livello microscopico che conducono ad un danno localizzato e infine alla rottura nel seguente modo:

1. enucleazione di una cricca a livello microscopico, ovvero una fessurazione del materiale che prende luogo in una piccola parte del volume totale;
2. **propagazione della cricca sotto l'azione della sollecitazione ciclica;**
3. completa e improvvisa rottura, quando la sezione residua ancora sana non è più sufficiente per resistere alla più elevata sollecitazione presente nel ciclo.

Il cedimento è caratterizzato da due distinte aree di frattura (vedi **Fig.1.2**): la prima, dovuta al progressivo sviluppo della cricca, appare quasi liscia; la seconda, dovuta alla frattura finale, è molto simile alla superficie di frattura di un materiale fragile.



*Fig.1.2: Evoluzione tipica di una rottura per fatica.*

Si intuisce che la fatica è un fenomeno più complesso rispetto alla rottura statica in quanto dipende simultaneamente dalla distribuzione di difetti localizzati nel materiale, dalla modalità di carico e dalle condizioni ambientali di servizio. Il processo di danneggiamento dipende inoltre fortemente dalla geometria, in quanto prende sempre origine in una zona critica della struttura o del componente, corrispondente alla regione dove si ha la massima concentrazione degli sforzi, dovuta ad una discontinuità che può essere causata da un brusco cambiamento di sezione, da una finitura superficiale particolarmente scabra e così via. A rendere ulteriormente subdolo il meccanismo che caratterizza la rottura per fatica è la silenziosità con cui si manifesta: spesso le cricche che portano alla rottura agiscono senza essere rilevate, il che fa spesso apparire in buono stato un componente strutturale anche immediatamente prima della rottura. Al contrario di quanto avviene nel caso di sollecitazione statica, infatti, la rottura di un pezzo metallico sottoposto a sollecitazione ciclica avviene generalmente senza deformazione plastica e quindi senza evidenti modalità di preavviso.

## **1.2. Inquadramento storico**

I problemi legati alla resistenza a fatica nascono in ambito meccanico e in particolare **con l'avvento** delle ferrovie attorno al 1850. Il primo ricercatore ad affrontare il **fenomeno della fatica fu, infatti,** l'ingegnere tedesco August Wöhler, che lavorava presso le Ferrovie dello Stato. Egli notò come gli assali dei treni manifestassero nel tempo delle rotture dovute a sollecitazioni in esercizio molto inferiori a quelle statiche a cui erano stati sottoposti in laboratorio. Un impulso importante allo svolgimento di analisi sistematiche nel campo della fatica è



successivamente dato dalle rotture occorse in campo aeronautico e navale (Seconda guerra mondiale).

- 1850 - 70** Wöhler effettua le prime prove di fatica su provini e su assali ferroviari.
- 1903** Cricche di fatica nell'albero dell'elica del velivolo dei fratelli Wright ritardano il primo volo.
- 1944 - 45** Perdita di 20 bombardieri Vickers da parte della RAF; aumento generalizzato dei problemi di fatica dovuto a strutture metalliche.
- 1954** Perdita di due Hawker Comet in volo.
- 1973** Perdite di velivoli F111 per rotture agli attacchi alari.
- 1988** Incidente del velivolo Boeing 737 della Aloha Airlines con scopercchiamento in volo di alcuni metri di fusoliera.

Di seguito si riportano le immagini rappresentative di alcune delle più eclatanti rotture a fatica succedutesi negli anni:

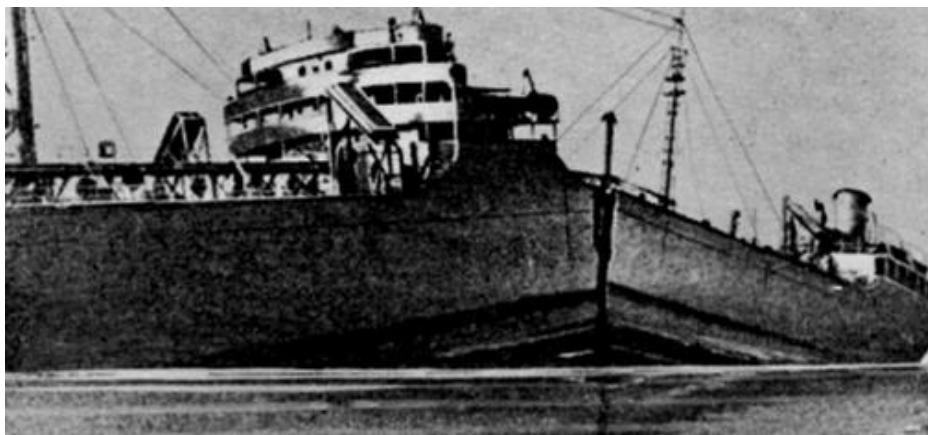
- Rottura degli assali della locomotiva (Versailles, 1842)



- Rottura di un serbatoio di melassa in pressione (Boston, 1919)



- Rottura della petroliera Schenectady (Portland, 1942)



- Rottura della cabina dell'aereo De Havilland Comet (1954)



- Cedimento di un controvento della piattaforma petrolifera Alexander L. Kielland (Norvegia, 1980)



- Scopercchiamento in volo di un Boeing 737 della Aloha Airlines (1988)



- Collasso del ponte sul fiume Mississippi (Minneapolis, 2007)



- Cedimento dell'asse di un convoglio ferroviario (Viareggio, 2009)



Nel campo della progettazione civile l'interesse per le rotture a fatica è invece più recente, ma non per questo meno elevato, ed è oggi più sentito che mai: la volontà di ottimizzare lo sfruttamento dei materiali, in parallelo con la realizzazione di strutture sempre più **audaci (ponti di grandi luci, grattacieli...)**, ha trasformato la sollecitazione a fatica da problematica esclusiva delle componenti meccaniche, quale è nata, in problematica tipica anche delle strutture civili.

Nello studio delle rotture a fatica i test sperimentali hanno sempre avuto un'importanza determinante, tuttavia, **negli ultimi anni l'avvento delle tecniche basate sul metodo degli elementi finiti ha reso possibile investigare dettagli "non standard", ovvero per i quali non siano presenti ampi riferimenti in letteratura.**

Sono state sviluppate tre principali metodologie di calcolo. La prima, basata sulle tensioni, è definita ***Stress-Life*** e comprende il più comune metodo basato sulla Tensione Nominale (Nominal Stress) e i metodi basati sulla tensione di Hot Spot (HSS), Structural Stress e sulla Tensione di Picco (Notch Stress). Questa categoria di metodi fa riferimento a dei fattori che legano la geometria del modello alle tensioni calcolate e a delle curve S-N (tensione-numero di cicli) ricavate per via sperimentale. La seconda, basata sulle misure di deformazioni, è definita ***Strain-Life*** e comprende i metodi Local Stress Strain, Crack Initiation, Manson-Coffin e Critical Location. La terza e più recente tipologia di metodi è definita ***Linear Elastic Fracture Mechanics*** e fa riferimento alla meccanica di propagazione della frattura.



### 1.3. I fattori principali che condizionano la vita a fatica

Il parametro che caratterizza la *vita a fatica* di un elemento o di una struttura è il numero di cicli di carico che porta al collasso, mentre i parametri che la influenzano sono principalmente:

- l'intervallo di tensione sollecitante ( $\Delta\sigma$ );
- la geometria;
- il materiale;
- l'ambiente di lavoro.

### 1.4. Aspetti microscopici e macroscopici

L'aspetto *microscopico* più evidente di una frattura per fatica è la *striatura*, che non sempre è presente sulla superficie, ma che si genera su entrambe le superfici di frattura, in modo simmetrico, e appare come un piccolo avvallamento o ruga. La cricca è la conseguenza della formazione di molte striature piccole e vicine tra loro che si formano in corrispondenza della tensione di picco. Sfortunatamente le striature non sono sempre visibili sulla superficie di frattura per fatica e talvolta possono essere confuse con la struttura lamellare di alcuni metalli. Attenti studi al microscopio elettronico hanno rilevato che l'orientamento delle lamelle varia casualmente da punto a punto, mentre le striature sono concentriche intorno all'origine della microcricca. Osservando una frattura a livello *macroscopico* l'origine della rottura si trova solitamente nella parte non deformata, poiché l'innescò di una cricca non richiede uno stress troppo elevato, e comunque nella parte in trazione.

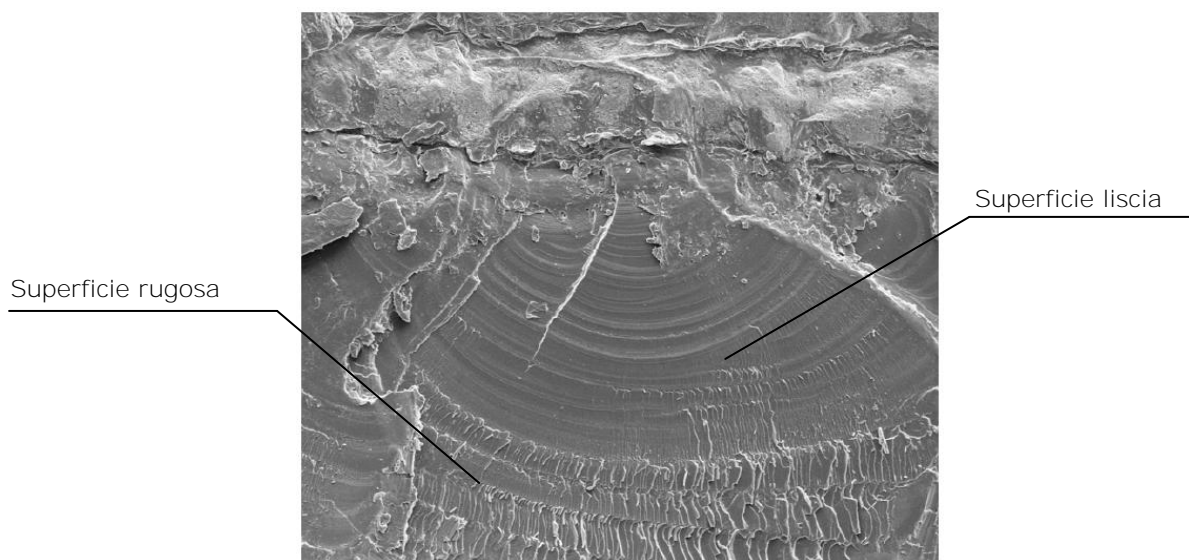


Fig.1.3: Ingrandimento al microscopio delle linee di spiaggia rispetto il punto di innescò della cricca.

Se prendiamo una sezione di un componente rotto per fatica si distinguono chiaramente due zone molto diverse tra loro (vedi **Fig.1.3**): la prima, dovuta al progressivo sviluppo della cricca, appare liscia e sono evidenti delle linee, dette di spiaggia, con andamento concentrico rispetto al punto di innesco della cricca; la seconda, dovuta alla frattura di schianto, è rugosa e irregolare ed è molto simile alla superficie di frattura di un materiale fragile.

Tensione nominale elevata			Tensione nominale piccola		
Liscio	Con intaglio Leggero	Con intaglio Profondo	Liscio	Con intaglio Leggero	Con intaglio Profondo
Lamiere (con intaglio interno)					
Trazione e trazione-comprensione					
Flessione semplice					
Flessione inversa					
Flessione rotante					
Torsione alternata					

*Fig.1.4: Tipologie di sollecitazione del provino.*

Come si vede nella **Fig.1.4** le tipologie di propagazione della zona liscia sono in relazione al tipo di sollecitazione subito dall'elemento.

Le principali tipologie di sollecitazione sono:

- trazione (o trazione-compressione);
- flessione semplice;
- flessione rotante;
- torsione alternata.

## 1.5. Diagramma di Wöhler

L'ingegnere tedesco August Wöhler, attorno alla seconda metà dell'800, ricavò un diagramma che prende il suo nome e che riporta in ascisse il numero di cicli ed in ordinate l'ampiezza della sollecitazione. Sulla base degli studi condotti su provini di sezione costante (per lo più assali ferroviari), sollecitati da un carico monoassiale variabile con legge armonica avente  $\sigma_m = 0$  ed un rapporto di sollecitazione  $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$  (i.e. un ciclo di carico alterno simmetrico con  $\sigma_m = 0$ ), Wöhler aveva individuato che la vita a fatica, cioè il numero di cicli a rottura  $N$ , dipendeva dall'ampiezza delle tensioni ( $\sigma_a$ ). Il diagramma di Wöhler mette quindi in evidenza come, pur rimanendo al di sotto della tensione di rottura ( $\sigma_R$ ), il materiale giunge al cedimento con un numero sempre minore di cicli all'aumentare della tensione sollecitante ( $\sigma_{max}$  o  $\sigma_a$ ) (vedi **Fig.1.5**).

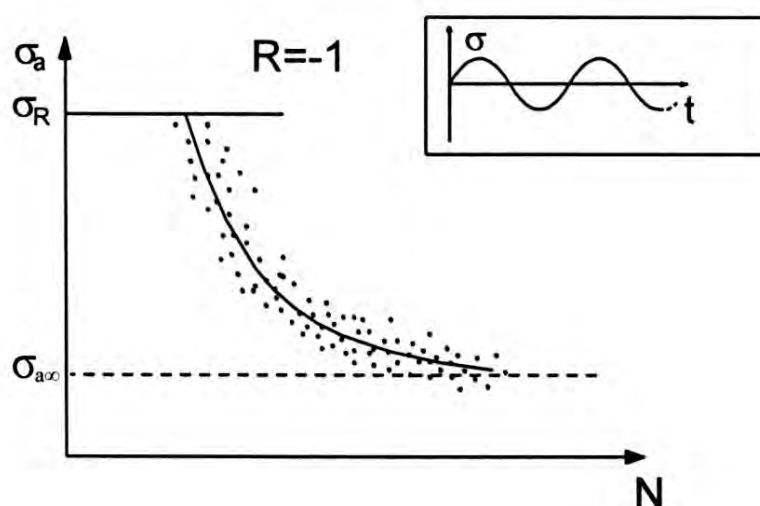


Fig.1.5: Diagramma di Wöhler in coordinate non logaritmiche.

La curva è limitata superiormente dal valore di  $\sigma_a$  per cui la  $\sigma_{max}$  raggiunge il carico di rottura, poiché se il carico massimo arriva a tale valore il pezzo si rompe staticamente. Per alcuni materiali esiste poi un limite di fatica sotto il quale si può sollecitare il provino per un numero infinito di cicli senza che questo subisca danneggiamento. Tale asintoto orizzontale è denominato *limite di vita* ( $\sigma_{a\infty}$ ).

Questo diagramma non è facile da utilizzare a causa del suo andamento non lineare e della notevole ampiezza della scala delle ascisse. Per questi motivi si fa solitamente riferimento ad una rappresentazione in scale doppio logaritmiche (vedi **Fig.1.6**).

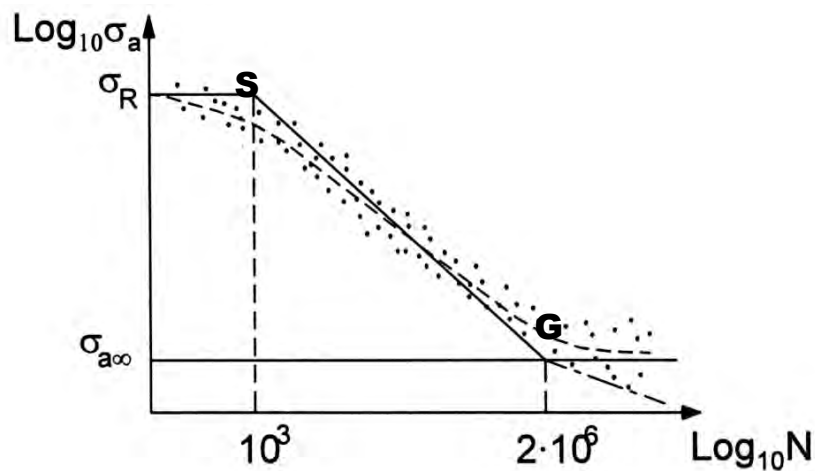


Fig.1.6: Diagramma di Wöhler in coordinate bi-logaritmiche.

Si è cercato in seguito di fornire una formulazione matematica per la curva che interpola la nuvola dei dati sperimentali raccolti da Wöhler. Tale formulazione è stata **individuata nell'espressione**:

$$N \cdot \sigma_a^k = \text{costante}$$

che in scale doppio logaritmiche dà luogo ad una retta di pendenza  $k$  con riferimento all'asse delle ordinate. I valori tipici di  $k$  per acciai e leghe leggere sono:

- $k = 8 \div 10$  per provini lisci (lucidati);
- $k = 3 \div 4$  per provini intagliati (fori, saldature, ecc...).

In base ai valori assunti da  $k$  si può affermare che i provini intagliati hanno una curva di Wöhler più ripida dei provini lisci, poiché quanto più  $k$  è elevato tanto meno inclinata è la curva.

Il diagramma può essere quindi schematizzato mediante una spezzata composta da tre parti: un primo plateau orizzontale, un tratto inclinato SG e un secondo plateau orizzontale. Al variare del materiale e della sollecitazione variano i parametri significativi della curva di Wöhler: le coordinate del punto G, del punto S e la pendenza della curva. L'andamento rimane tuttavia quello schematizzato ma si precisa che oltre il punto G la curva in funzione del materiale può presentare differenze significative: mentre per gli acciai si ha in genere un limite di fatica, per altri materiali la retta continua a decrescere, anche se con pendenza minore. In pratica, alcuni materiali non presentano il limite di fatica e quindi qualsiasi ampiezza



di sollecitazione provoca danneggiamento nel materiale (comportamento tipico delle leghe leggere).

Nella pratica esiste il caso di strutture che lavorano in condizioni molto gravose (fatica oligociclica); per esse un diagramma del tipo visto è del tutto inadeguato. Lo studio di strutture soggette ad un basso numero di cicli (indicativamente fino a  $10^3$  cicli) ad ampiezza di tensione molto elevata viene affrontato in controllo di deformazione. Si intuisce la necessità di operare in questo modo se si pensa all'andamento tipico della curva reale della prova statica di trazione degli acciai: nella zona prossima alla rottura a piccole variazioni di tensione corrispondono grandi variazioni di deformazione. Inoltre, lavorando in controllo di deformazione, si può avere un confronto diretto dei risultati con le misure che forniscono gli estensimetri (*strain gauge*).

### 1.5.1. Progettazione a fatica

Effetto della dispersione dei risultati: curve S-N medie e caratteristiche.

Le curve di Wöhler sono determinate su base sperimentale: i risultati delle prove condotte, riportati in un diagramma bi-logaritmico, producono una nuvola di punti che, una volta interpolata, dà luogo ad una retta che ne rappresenta l'andamento medio (vedi **Fig.1.7**).

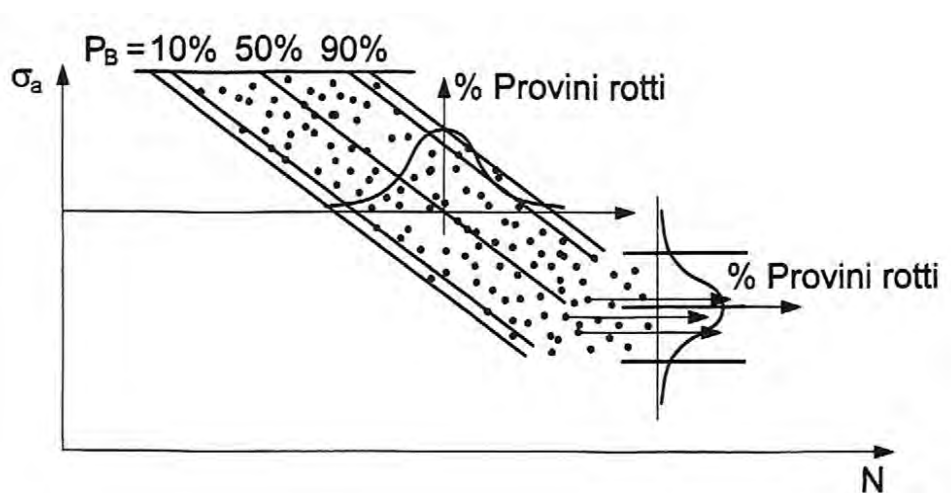


Fig.1.7: Effetto della dispersione dei risultati delle curve di Wöhler.

La dispersione dei risultati è dovuta al fatto che, a causa della variabilità intrinseca dei risultati delle prove di fatica, provini uguali possono presentare, a parità di ampiezza di tensione applicata  $\sigma_a$ , vita a fatica sensibilmente diversa.

Prendere come riferimento la curva media, ai fini della progettazione a fatica, equivale a dire che il 50% dei pezzi potrebbe rompersi prima di aver raggiunto la vita a fatica stabilita; è evidente che non si tratta di una scelta sufficientemente a favore di sicurezza. Alla luce di queste considerazioni, non è corretto parlare di curva di Wöhler quando si fa riferimento alla progettazione. Bisogna parlare di una banda di dispersione dei risultati, all'interno della quale è possibile calcolare le curve di progettazione S-N corrispondenti a diverse probabilità di sopravvivenza. Solitamente, per cautelarsi da possibili rotture conseguenti ai valori di resistenza a fatica scelti, specie nelle strutture in acciaio, si definisce come curva caratteristica di progetto quella media meno due scarti quadratici, cioè la curva associata al 97,7% di probabilità di sopravvivenza.

## 1.6. Diagrammi di sicurezza

I diagrammi di sicurezza (o di sintesi) rappresentano l'effetto della tensione media  $\sigma_m$  e del rapporto di ciclo  $R$  sulla resistenza a fatica, per una vita  $N$  prefissata. I diagrammi di Wöhler per  $\sigma_m \neq 0$  vengono ricavati o a  $\sigma_m = cost$  o a  $R = cost$ : se  $\sigma_m = cost$ , al variare di  $\sigma_a$  non può essere  $R = cost$  e viceversa, tranne nel caso in cui  $\sigma_m = 0$  per cui  $R = -1$ . Si potrebbe fare un diagramma di Wöhler per ogni valore di  $\sigma_m$  o  $R$ , però risulta meno oneroso e più utile un diagramma che mostri l'indipendenza di  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$  per  $N = cost$ . Si possono considerare due tipi di diagramma:

- diagramma di Haigh, il quale riporta, per  $N = costante$ , il valore dell'ampiezza  $\sigma_a$  al variare della tensione media  $\sigma_m$ ;
- diagramma di Goodman-Smith, il quale esprime, attraverso la tensione massima  $\sigma_{max}$  e minima  $\sigma_{min}$ , il valore dell'ampiezza  $\sigma_a$  al variare della tensione media  $\sigma_m$ , per  $N = costante$ .

### 1.6.1. Diagramma di Haigh

Il diagramma di Haigh è un diagramma di sicurezza in cui viene delimitata la zona di vita sicura di un materiale, fissato il numero di cicli  $N$  a cui è sottoposto l'elemento (**Fig.1.8**). Sull'asse delle ascisse viene indicata la tensione media ( $\sigma_m$ ), mentre sull'asse delle ordinate è indicata l'ampiezza di sollecitazione ( $\sigma_a$ ). Operativamente, nota la tensione media, si tratta di entrare nel grafico e si legge il corrispondente valore dell'ampiezza di tensione ammissibile.

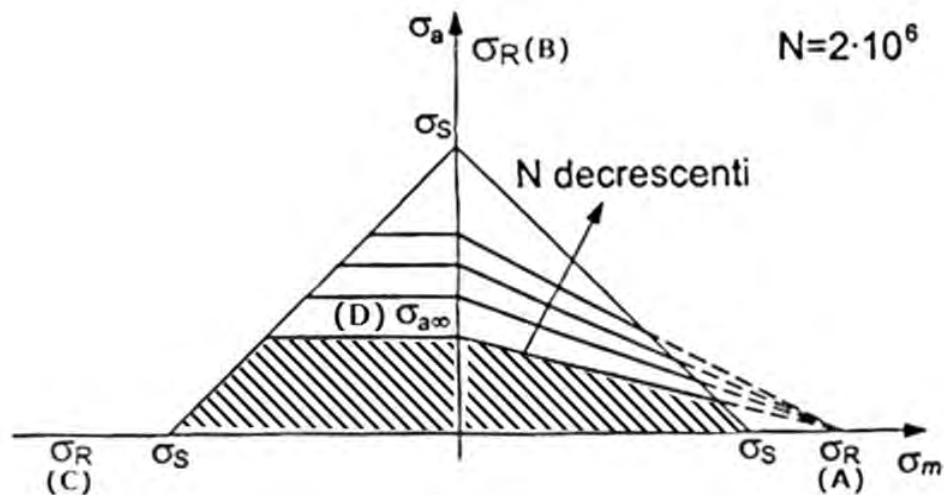


Fig.1.8: Diagramma di Haigh al variare del numero di cicli (N).

Costruzione semplificata del diagramma: quando  $\sigma_m = \sigma_R$  o  $\sigma_a = \sigma_R$  si giunge immediatamente alla rottura statica, quindi non ha più senso parlare di fatica e si determinano i punti (A), (B) e (C); per  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  e  $\sigma_m = 0$  (o  $R = -1$ ) si è visto che  $\sigma_{a\infty} = 0,35 \div 0,60 \cdot \sigma_R$  per cui si ottiene il punto (D): usualmente il coefficiente che si sceglie è 0,5 se il materiale è acciaio. Infine, in via semplificata ma cautelativa, si congiungono con rette i punti (A), (B) e (A), (C): nella realtà, facendo delle prove sperimentali a fatica con  $0 \leq \sigma_m < \sigma_R$ , si otterrebbe una distribuzione di punti ellittica tra (A) e (D).

Si può notare che il diagramma non è simmetrico **rispetto all'asse delle ordinate**: i cicli di carico con tensioni medie negative non possono essere efficaci tanto quanto i corrispondenti cicli con tensioni medie positive, ai fini del danneggiamento a fatica, poiché in presenza di sforzo di compressione i lembi delle cricche tendono a chiudersi e propagano con maggiore difficoltà. Sulla base delle giustificazioni sperimentali, si assume pertanto che l'ampiezza di tensione di rottura per  $\sigma_R < \sigma_m \leq 0$  sia la stessa che si ha per  $\sigma_m = 0$ .

È possibile costruire il diagramma di Haigh per  $N_0 \neq 2 \cdot 10^6$  purché sia nota la resistenza a fatica  $\sigma_a$  per quel numero di cicli. È immediato notare che al diminuire del numero di cicli aumenta il valore di  $\sigma_a$  e quindi il diagramma assumerà l'andamento che si vede in **Fig.1.8**.

In genere si auspica che il pezzo non si deformi plasticamente per cui viene imposta un'ulteriore limitazione, cioè che non si superi la tensione di snervamento  $\sigma_s$ .

## 1.6.2. Diagramma di Goodman-Smith

Il diagramma di Goodman-Smith è anch'esso un diagramma di sicurezza in cui viene delimitata la zona di vita sicura di un materiale, fissato il numero di cicli  $N$ . In questo caso però la relazione tra  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$  è rappresentata attraverso la tensione massima e minima.

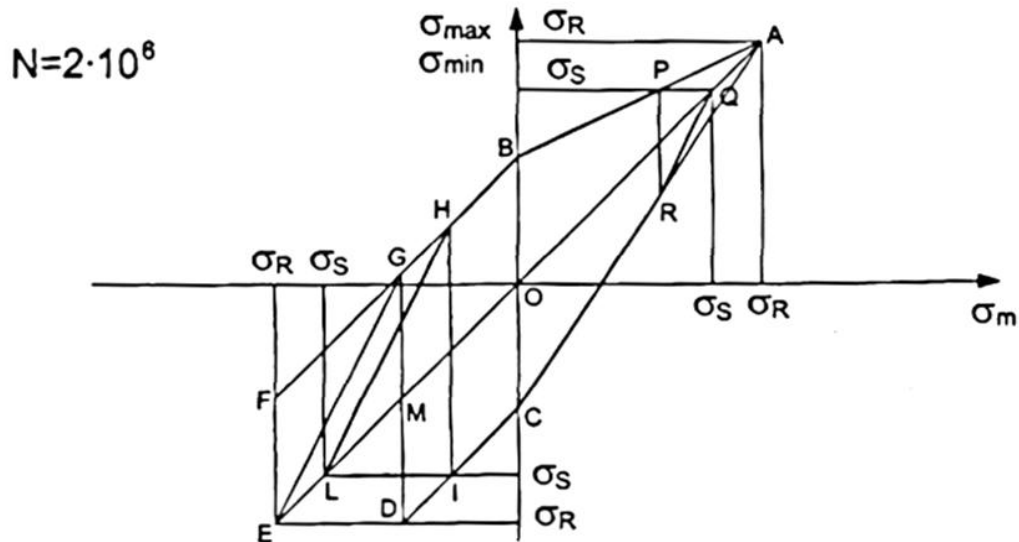


Fig.1.9: Diagramma di Goodman-Smith.

Costruzione del diagramma per  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  cicli: se  $\sigma_m = \sigma_R$  e quindi  $\sigma_a = 0$  deve essere  $\sigma_{max} = \sigma_m = \sigma_{min}$  quindi  $\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma_R$  e si determinano così i punti (A) e (E) giacenti sulla retta bisettrice del primo e del terzo quadrante; per  $\sigma_m = 0$  e quindi  $R = -1$ ,  $\sigma_a = \sigma_{max} = \sigma_{min} = 0,35 \div 0,60 \sigma_R$ , si ottengono così i punti (B) e (C); congiungendo i punti (B) e (C) con (A), per ogni  $\sigma_m$  si ha il valore di  $\sigma_{max}$  e di  $\sigma_{min}$ , rappresentati ad esempio dai punti P e R.

Per  $\sigma_m < 0$ , come nel diagramma di Haigh, si assume  $\sigma_a = cost$  e si hanno così due semirette parallele alla bisettrice, con origine rispettivamente in (B) e (C) che devono essere troncate in corrispondenza del valore del carico statico di rottura.

Nella pratica è importante che il materiale non si deformi, per cui si impone l'ulteriore limite che la tensione sia inferiore a  $\sigma_s$ , andando ad individuare i punti (Q) e (L). Infine, poiché l'ampiezza della sollecitazione deve essere costante, si congiungono con un segmento il punto (Q) con il punto (P) e con il punto (R) e analogamente si fa per il terzo quadrante.

Si riporta di seguito il diagramma di Goodman-Smith in cui il retino evidenzia l'area all'interno della quale deve cadere il punto rappresentativo della sollecitazione affinché non si abbia la rottura.

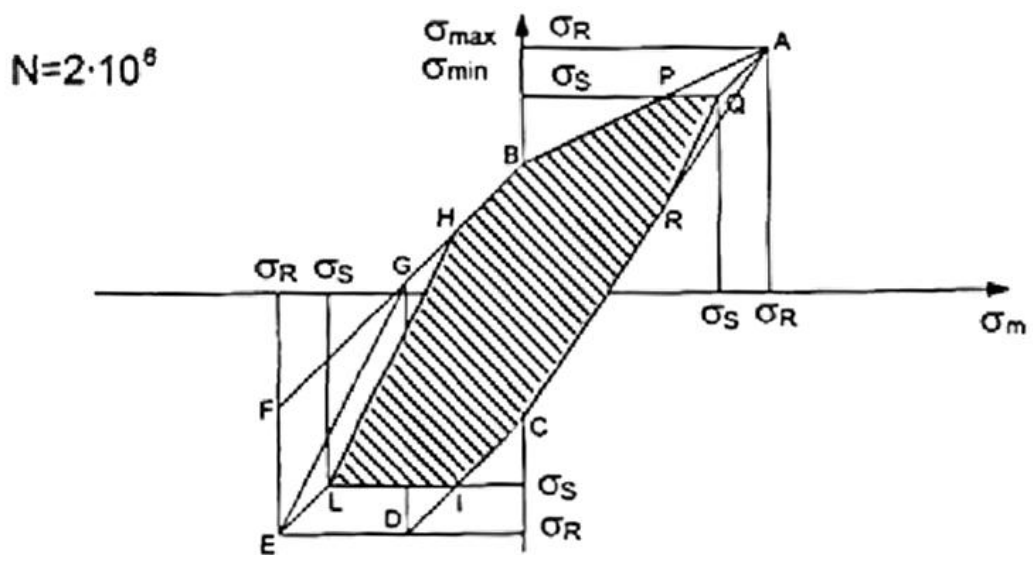


Fig.1.10: Diagramma di Goodman-Smith.



## 2. METODI DI PROGETTAZIONE

L'analisi a fatica può essere effettuata mediante l'applicazione di diversi metodi per la valutazione delle tensioni e del numero di cicli a rottura. Tali tecniche di indagine sono caratterizzate da un grado di raffinatezza differente a seconda della complessità del dettaglio considerato: è di primaria importanza lo studio dell'elemento strutturale oggetto di analisi, in particolare la geometria, e il comportamento del materiale in risposta al carico applicato. Deve essere individuata la metodologia di analisi più indicata allo scopo, onde evitare pericolose sottostime dei picchi tensionali (con conseguenti marcati errori nella previsione della vita a fatica) legate alla non accuratezza del metodo o alla relativa incapacità di cogliere il reale comportamento della zona di interesse. Si elencano di seguito, in ordine crescente di accuratezza, alcuni tra i più noti criteri di progettazione:

- Tensioni Nominali (Nominal Stress);
- Tensioni Strutturali (Structural Stress);
- Tensioni di Picco (Notch Stress);
- LEFM (Linear Elastic Fracture Mechanics).

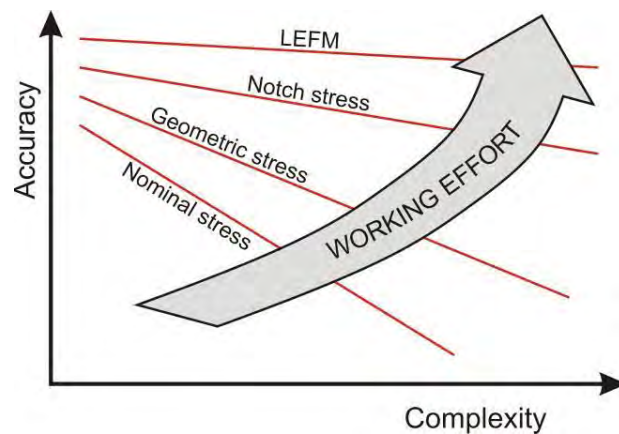


Fig.2.1: Schematizzazione dell'accuratezza dei metodi di analisi in funzione del grado di complessità.

Si riporta di seguito un'immagine che chiarisce quale sia la distribuzione delle tensioni considerata nei vari metodi.

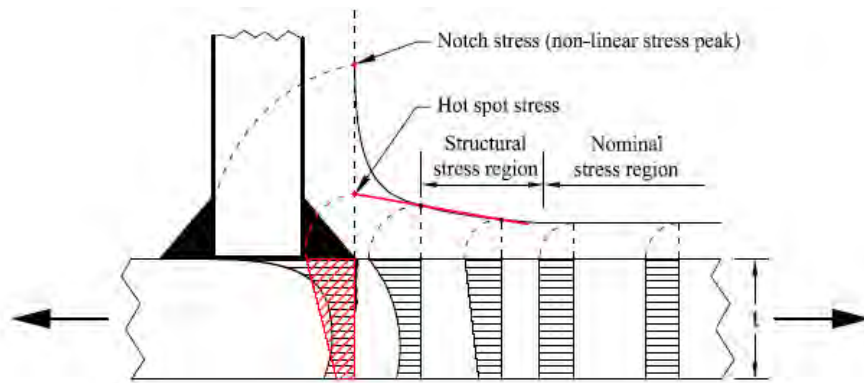


Fig.2.2: Schematizzazione delle tensioni adottate nei vari approcci.

Fino ad ora gli approcci basati sul Nominal Stress e il metodo Hot-Spot sono stati quelli più seguiti e utilizzati **nel campo dell'ingegneria civile e della progettazione strutturale**. In ambito meccanico e aeronautico, a causa di tolleranze più ristrette e di esigenze di progettazione diverse, sono invece molto utilizzati metodi più complessi come il metodo LFM. **A seguito dell'incremento delle prestazioni** dei calcolatori e del costante miglioramento dei programmi di modellazione 3D è prevedibile che in un futuro prossimo i metodi basati sulle tensioni di picco e sui principi della meccanica della frattura saranno impiegati in modo più intenso **anche nel campo dell'ingegneria civile**. Per una buona progettazione è comunque bene dare una dimensione e una **rilevanza precisa all'influenza dei fenomeni di fatica nella struttura studiata** e secondo tali considerazioni definire il metodo di analisi e il grado di accuratezza necessaria.

## 2.1. Metodo delle Tensioni Nominali

Le normative dedicate al progetto a fatica di strutture saldate si sono **tradizionalmente affidate all'approccio di base denominato "Nominal Stress"** (Tensione Nominale), in cui sono assegnati a diversi dettagli saldati dei valori di resistenza a fatica basati principalmente su test di laboratorio. Tali dettagli saldati sono stati poi raggruppati in classi contraddistinte da valori simili di resistenza a fatica. La resistenza a fatica di uno specifico dettaglio può essere valutata selezionando la curva S-N adatta, che tipicamente è associata statisticamente alla probabilità di rottura a fatica del 2,3% (vedi **§1.5.1**) e **garantisce l'adeguato** coefficiente di sicurezza per il dettaglio considerato. Le curve S-N, tracciate su diagrammi bi-logaritmici, illustrano il comportamento usuale a fatica di una struttura **soggetta a un carico ciclico: tipicamente correlano l'intervallo** di tensione alternata S applicato al dettaglio in esame con il numero di cicli N che tale dettaglio è in grado di supportare, a quel determinato livello tensionale, prima che sopravvenga la rottura per fatica. Esse hanno andamento decrescente, a conferma del fenomeno generale di riduzione della vita a fatica per incrementi di tensioni applicate. Tali curve includono



una serie di fattori che incidono sulla resistenza a fatica quali: la concentrazione locale di tensioni, le imperfezioni della saldatura legate al processo di esecuzione, le tensioni residue associate ed eventuali disallineamenti assiali o angolari tra i componenti del dettaglio entro specifiche tolleranze (questi ultimi generano **componenti tensionali aggiuntive di tipo flessionale**). Un'attenzione particolare deve essere rivolta alla determinazione delle componenti tensionali di rilievo e della loro direzione, poiché esse influenzano il comportamento del dettaglio e di conseguenza la resistenza a fatica. Tuttavia, i dettagli contenuti nelle normative di progetto generalmente non includono gli effetti macro-geometrici quali la forma del dettaglio **di interesse, la posizione di eventuali irrigidimenti e lo spessore dell'elemento; né** gli effetti locali come la forma della saldatura e la presenza di eventuali carichi concentrati, che possono far variare significativamente i campi tensionali.

L'International Institute of Welding (IIW) e l'Eurocodice 3 parte 1.9 definiscono 14 classi per i dettagli saldati, contraddistinte dalla dicitura FAT seguita da un numero **che corrisponde all'intervallo di tensione ammissibile (in MPa) compatibile con una rottura a fatica per  $N=2 \cdot 10^6$  cicli**. La classe di fatica più alta, FAT 160, è riservata ai dettagli non saldati e la curva S-N ad essa associata ha pendenza più bassa in quanto la vita a fatica di componenti non saldati presenta una significativa fase primaria di inizio della cricca. Per i dettagli strutturali, per i quali domina invece la fase di propagazione della cricca sulla vita totale a fatica, è stato dimostrato che le curve S-N con pendenza maggiore si adattano meglio ai dati sperimentali ottenuti dai test. Le curve S-N presentano delle variazioni di pendenza in corrispondenza a livelli di tensione associati a un numero di cicli che varia a seconda della normativa adottata.

Dal punto di vista del progettista, il metodo delle tensioni nominali costituisce la via più semplice per valutare la resistenza a fatica di una struttura. Hobbacher definisce la tensione nominale come la tensione media nella sezione di interesse. Per esempio, **le tensioni normali  $\sigma$  in una saldatura con altezza di gola  $a$  e lunghezza  $L$ , sollecitata dalla corrispondente forza  $F$ , sono:**

$$\sigma = \frac{F}{aL}$$

Sfortunatamente, le normative attinenti al tema della fatica forniscono delle tabelle che contengono solo i dettagli più tipici. Molti dettagli strutturali sono ignorati e privi **di una classificazione a fatica**. L'approccio nominale ha l'ulteriore svantaggio di ignorare le reali variazioni dimensionali di uno specifico dettaglio strutturale, come per esempio **la variazione della dimensione dell'irrigidimento longitudinale saldato a un piatto di base**. Inoltre i vincoli e le direzioni di carico effettivi possono differire da quelli previsti dalla normativa, rendendo il metodo inapplicabile.

Si fa presente poi che le strutture realizzate **nel campo dell'ingegneria civile (ma non solo)** sono spesso così geometricamente complesse che il calcolo della tensione nominale risulta estremamente difficile. **Anche con l'adozione** della modellazione agli elementi finiti, nell'**ambito** del Metodo Nominale, non si risolvono i problemi: si evidenzia infatti **la difficoltà, se non l'impossibilità, di trovare un legame operativo** tra i campi di tensione (detti locali) forniti dalla soluzione FEM, disturbati dalla presenza delle singolarità modellate e oggetto di verifica (ad esempio del cordone di saldatura), e il campo di tensione di riferimento (detto nominale) che è quello indisturbato (i.e. sufficientemente lontano) dalla singolarità. Un tentativo di fornire lo strumento operativo al progettista per ricavare le tensioni nominali a partire da un modello FEM è stato proposto da Hobbacher [11] nel 2009 il quale afferma, senza pretesa di generalizzazione, che indicativamente un campo tensionale prossimo a quello nominale può essere trovato alla distanza di 1,5 volte lo spessore del piatto di base, a partire dal piede della saldatura.

Tuttavia, in casi molto **complessi, dove è richiesto un maggior dettaglio d'indagine**, può non essere semplice definire correttamente le forze in gioco ed eventuali geometrie articolate possono condurre ad approssimazioni spesso non tollerabili nel calcolo della tensione nominale. Ciò **suggerisce l'utilizzo di metodi più sofisticati, che possono tenere conto della reale macro-geometria del dettaglio e della geometria a livello locale (il tipo di saldatura, il relativo raggio di curvatura...), nonché delle concentrazioni tensionali al piede della saldatura.** Metodi più sofisticati sono illustrati di seguito.

## **2.2. Metodo delle Tensioni Strutturali**

Come si evince dal paragrafo precedente, il metodo Nominal Stress spesso risulta inadeguato nella determinazione delle tensioni richieste per il calcolo della vita a fatica dei dettagli saldati, a causa dei limiti che esso presenta nel cogliere in modo appropriato una moltitudine di effetti di natura geometrica e strutturale, sia a livello macroscopico che locale, che incidono fortemente sulla resistenza a fatica. Per ovviare a tale inconveniente sono stati avanzati negli anni altre metodologie di calcolo delle tensioni, che meglio indagano sul reale comportamento del dettaglio in **esame. Si procede di seguito all'illustrazione di tali metodi e al confronto di questi ultimi con quello del Nominal Stress.**

Il Nominal Stress si colloca tra gli approcci **globali** per la valutazione della resistenza a fatica, calcolata considerando le tensioni nominali ricavate nella sezione critica in **esame, sotto l'ipotesi di una distribuzione di tensione costante (o al più linearizzata)**

e di tensioni nominali legate a fenomeni globali come un pieno snervamento del materiale o la totale frattura del provino.

Altri approcci per la valutazione della resistenza a fatica sono stati affiancati negli ultimi decenni al Nominal Stress: essi sono definiti *locali* poiché usano parametri di tensione e deformazione locali, cioè considerando i processi di danneggiamento del materiale a fatica. Tra questi si annoverano: il *Notch Stress Approach* e il *Notch Strain Approach*, che considerano la fase primaria del fenomeno della frattura, ovvero l'inizio della cricca, studiando tensioni e deformazioni alla radice della saldatura; il *Crack Propagation Approach*, che considera invece l'evoluzione ciclica della cricca fino alla frattura finale. Alcune di queste metodologie saranno esposte più dettagliatamente nei paragrafi successivi.

Un approccio che si propone come collegamento tra i concetti *globale* e *locale* è il cosiddetto **Structural Stress Approach** (detto anche in alcune applicazioni Geometric Stress Approach), di cui fa parte una specifica applicazione denominata **Hot Spot Approach** (dove l'espressione Hot Spot sta a individuare un punto critico della struttura, soggetta a rottura per fatica dovuta a effetti macro-geometrici o di intaglio). Storicamente, l'Hot Spot o Structural Stress Approach fu inizialmente sviluppato per l'analisi a fatica di giunti tubolari saldati nelle strutture offshore, nei primi anni '90. Le corrispondenti normative di progetto a fatica furono pubblicate negli anni a seguire da diversi istituti, tra cui l'American Petroleum Institute (API), l'American Welding Society (AWS), Det Norske Veritas (DNV), l'International Institute of Welding (IIW), l'American Society of Mechanical Engineers (ASME). Ci fu presto una domanda crescente per l'estensione di questo approccio a strutture costituite principalmente da piatti e la prima norma generale di progetto a includere lo Structural Stress Approach in questo senso fu la versione provvisoria dell'EC3. Tale documento tuttavia forniva scarse indicazioni in merito, perciò si giunse nel 2001 alla pubblicazione da parte dell'International Institute of Welding (IIW) di una guida ai progettisti per l'utilizzo dello Structural-Hot Spot Stress Approach per l'analisi a fatica di piatti saldati, che forniva altresì istruzioni ed esempi sull'uso appropriato dell'analisi agli elementi finiti applicata alla valutazione della vita a fatica.

Il principale vantaggio dello Structural-Hot Spot Stress Approach risiede nella possibilità di ovviare alle carenze precedentemente esposte derivanti dall'applicazione del Nominal Stress Approach ed è inoltre meno esigente da un punto di vista computazionale rispetto agli approcci locali. Lo Structural Stress ha il pregio di prendere in considerazione gli effetti lineari legati alla macro-geometria e al conseguente incremento tensionale dovuto alla configurazione strutturale del

dettaglio nel punto di potenziale inizio della cricca, escludendo però il picco locale di tensione non lineare causato dall'intaglio al piede della saldatura. Per quanto riguarda la saldatura, non conoscendone spesso la geometria in sede di progetto, l'effetto di intaglio ad essa associato è generalmente incluso nelle curve S-N per l'Hot Spot, dove è tenuto in conto attribuendo al dettaglio una classe di fatica inferiore. Le curve S-N per l'Hot Spot coincidono di fatto con quelle per il Nominal Stress e sono utilizzate per la valutazione a fatica sulla base delle tensioni Hot Spot calcolate riferendosi a una specifica curva S-N o a una classe di fatica come indicato dalle normative. Allo stato attuale, l'IIW prevede due curve S-N per le saldature a cordone d'angolo, FAT 90 e FAT 100, a seconda che la saldatura sia di tipo load carrying o non-load carrying (ovvero direttamente o indirettamente interessata dal flusso di tensioni).

Le cricche a fatica nascono tipicamente in corrispondenza di discontinuità strutturali, quali le saldature nel caso in esame. Questo genere di incremento di tensione nelle strutture saldate può essere dovuto al metallo della saldatura nel caso di saldature di testa o a qualche tipo di irrigidimento. Le cricche tendono a propagarsi nel metallo base e, in taluni casi, anche all'interno del metallo della saldatura. La direzione di propagazione della cricca è generalmente perpendicolare alla massima tensione principale. In **Fig.2.3** sono presentati diversi tipi di dettagli saldati. Nei dettagli a), b), c) e d) le cricche nascono al piede della saldatura e si propagano nel piatto di base (Hot spot di tipo a)); nei dettagli da f) a j) invece esse si generano alla radice della saldatura (Hot Spot di tipo b)). La rottura alla radice è principalmente causata da un'inadeguata dimensione della saldatura, tipicamente nei casi di saldature a cordone d'angolo di tipo load carrying (cioè quelle soggette direttamente al flusso di tensioni generate dal carico): tale tipo di rottura è da scongiurare attentamente in quanto è difficile controllare la qualità della saldatura alla radice, la quale peraltro non appare a un'ispezione visiva e può pertanto nascondere una possibile cricca.

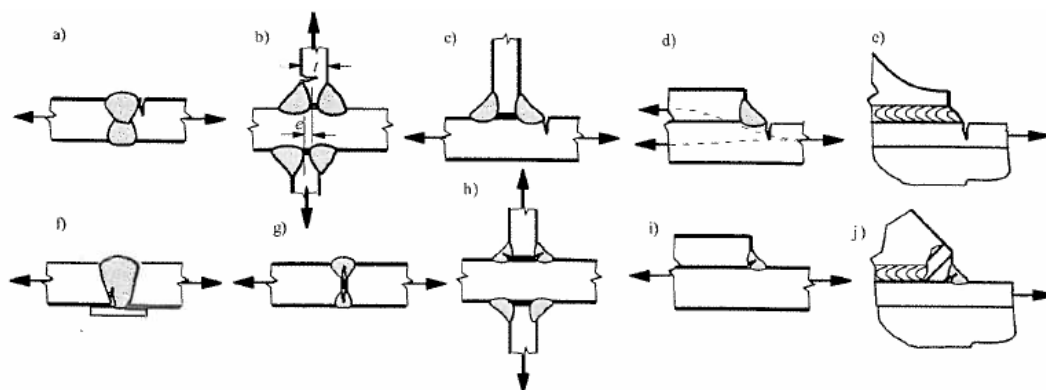


Fig.2.3: Localizzazione delle zone di cricca.

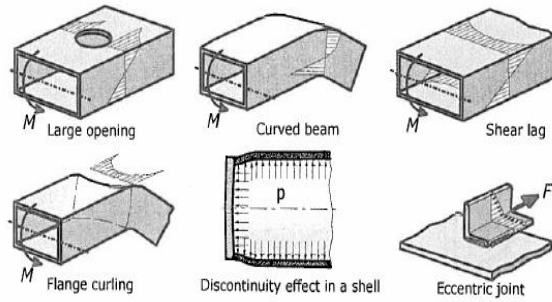


Fig.2.4: Esempi di effetti macro-geometrici.

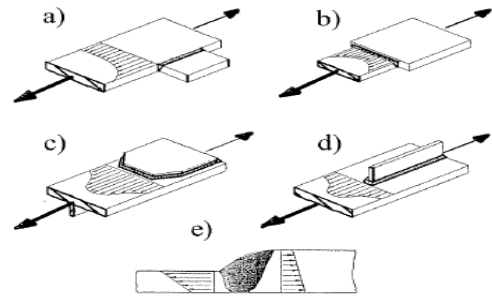


Fig.2.5: Andamenti tensionali in dettagli strutturali tipici.

Lo Structural Hot Spot Stress è, nella sua definizione più generale, una distribuzione di tensioni lineare nella sezione trasversale del piano di frattura. Essa costituisce un valore di tensione fittizio, poiché (come dimostrato da Radaj) in strutture formate da piatti o gusci corrisponde alla somma di due distinte componenti tensionali, quella membranale e quella flessionale rilevate al piede della saldatura, che possono essere determinate o per estrapolazione superficiale nella zona antistante la saldatura (*Surface Stress Extrapolation – SSE*) o per linearizzazione nello spessore (*Through Thickness at the Weld Toe – TTWT*). Queste componenti di tensione prendono in considerazione una serie di effetti che generano una concentrazione di tensioni dovuta alla macro-geometria del dettaglio (**Fig.2.4**) e sono sensibili anche alla presenza di discontinuità strutturali (**Fig.2.5**).

Le strutture costituite da piastre sono spesso così complesse che non è possibile localizzare su di esse un'unica zona di potenziale rottura a fatica. Le cricche possono generarsi alla superficie della piastra o al bordo. In generale, le cricche che nascono al piede della saldatura tendono a crescere lungo il piede nella direzione trasversale rispetto a quella del carico applicato: la direzione di propagazione è di fatto perpendicolare alla massima tensione principale. Alcune raccomandazioni da parte dell'IIW stabiliscono che "la tensione di Hot Spot è determinata a partire dalla tensione principale qualora la deviazione di quest'ultima rispetto alla direzione perpendicolare al cordone di saldatura non superi i  $60^{\circ}$ "<sup>1</sup> (**Fig.2.6**).

<sup>1</sup> Hobbacher A., *Recommendations for fatigue design of welded joints and components*, IIW document, 2008, pag. 25

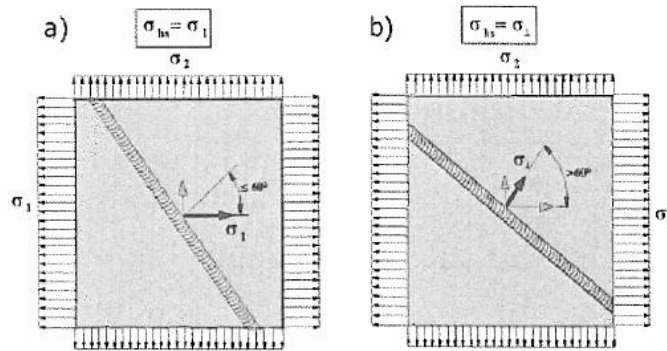


Fig.2.6: Tensione biassiale al piede della saldatura.

La tensione di Hot Spot è definita a partire dalle tensioni nominali includendo gli effetti succitati di concentrazione delle tensioni dovuti al dettaglio geometrico. Per questo motivo, l'Hot Spot stress è determinato a partire dalle tensioni nominali moltiplicandole per un coefficiente, definito anche Stress Concentration Factor (SCF), dipendente dalla geometria del dettaglio (ciò avviene tipicamente nel caso di semplici dettagli per i quali esistono già tabulati tali coefficienti derivanti da innumerevoli test sperimentali). In alternativa, è possibile ricavare la tensione di Hot Spot (o le relative deformazioni) tramite test sperimentali (mediante l'applicazione di strain gauges nei punti di interesse) o analisi agli elementi finiti, procedendo poi con l'estrapolazione lineare (o in taluni casi quadratica) delle tensioni sulla superficie o con la linearizzazione nello spessore.

Di seguito sono esposte più chiaramente tali procedure implementate nell'analisi agli elementi finiti.

### I tipi di Hot Spot Stress

Generalmente l'Hot Spot è il punto critico al piede della saldatura dove si innesca la cricca a fatica. Il metodo dell'Hot Spot si divide in due tipi (Niemi, 1995):

- Hot Spot di tipo a): è studiata la saldatura sulla superficie del piatto (plate);
- Hot Spot di tipo b): è studiata la saldatura sul bordo del piatto (plate).

In **Fig.2.7** sono evidenziate le tipologie di Hot Spot in funzione della posizione sul cordone di saldatura. Le tipologie di Hot Spot a) e b) richiedono diversi punti di estrapolazione delle tensioni; inoltre la tipologia b) non dipende dallo spessore del piatto. Esiste una terza tipologia di Hot Spot, quella di tipo c), che segue le stesse regole dell'Hot Spot di tipo a), solo che mentre nel tipo a) la tensione da considerare è quella parallela alla saldatura, nel tipo c) la tensione da considerare è quella ortogonale alla saldatura.

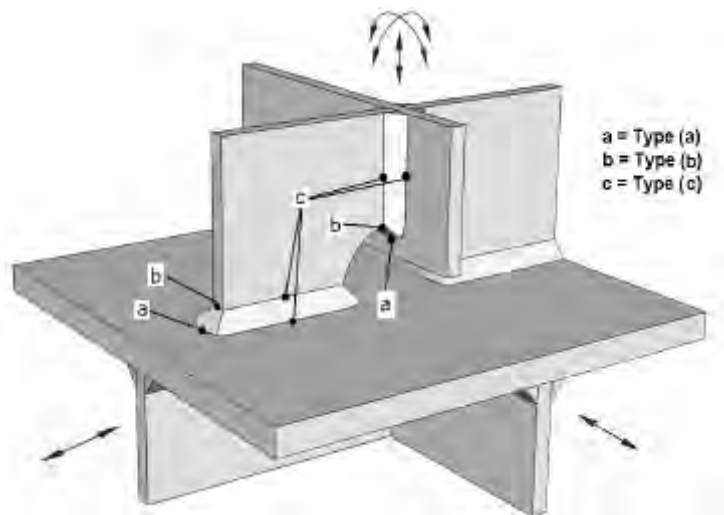


Fig.2.7: Tipologie di Hot Spot in funzione della posizione sul cordone di saldatura.

### 2.2.1. Surface Stress Extrapolation Method (SSE)

Questo metodo è previsto dalle raccomandazioni dell'IIW per la determinazione della Structural-Hot Spot Stress. In particolare, Niemi ha proposto distanze per la localizzazione dei punti critici pari a  $0,4t$  e  $1,0t$  a partire dal piede della saldatura, con  $t$  spessore del piatto di base (vedi Fig.2.8): viene pertanto rilevata la tensione in corrispondenza di tali punti e si procede all'interpolazione lineare (da cui la dicitura LSE - Linear Surface Extrapolation) dei valori ottenuti, assumendo come tensione di Hot Spot caratteristica del dettaglio in esame il valore letto sulla retta interpolante al piede della saldatura.

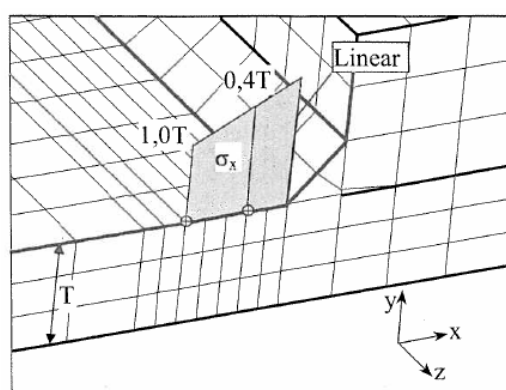


Fig.2.8: Estrapolazione lineare sulla superficie del piatto.

Per discretizzazioni più rade sono state proposte distanze pari a  $0,5t$  e  $1,5t$ , che sembrano fornire risultati più attendibili; sono state selezionate al fine di essere il più possibile prossime al piede della saldatura, ma in ogni caso al di fuori della zona influenzata dalla singolarità introdotta dal cordone. È importante notare come tali

distanze siano funzione dello spessore del piatto di base, un parametro che si dimostra essere peculiare nella vita a fatica dei dettagli saldati. Tale influenza sarà indagata in seguito.

Dalla **Fig.2.8** si può inoltre notare come sia opportuno prevedere un adeguato infittimento della mesh in prossimità del cordone di saldatura, allo scopo di cogliere opportunamente il gradiente tensionale in tale zona critica. La saldatura è stata rappresentata mediante elementi plate/shell, inclinati a 45° e con spessore pari **all'altezza di gola ( $a$ )** della saldatura. Vi sono altre metodologie di rappresentazione della saldatura, quali per esempio l'uso di rigid link colleganti i due piatti o l'adozione di uno spessore maggiore per la fila di elementi plate/shell del piatto di base a **ridosso della saldatura (per simulare l'incremento di rigidità dovuto alla presenza della saldatura)**. In studi antecedenti si è dimostrato come tale differenziazione svolga un ruolo marginale nella determinazione della vita a fatica.

### 2.2.2. *Through Thickness at the Weld Toe (TTWT)*

Una seconda possibile procedura, per il calcolo della tensione di Hot Spot, **prevede la determinazione delle tensioni all'interno dello spessore del piatto di base.** Tale metodo presenta il vantaggio di poter essere definito senza ambiguità, mentre per il SSE è necessario specificare la densità della mesh adottata, nonché la scelta delle distanze di estrapolazione. Entrambe le procedure, tuttavia, dovrebbero restituire risultati del tutto simili, se non altro per strutture semplici costituite da piatti.

Il metodo TTWT prevede la determinazione di una distribuzione di tensioni  $\sigma_x(y)$  direttamente al piede della saldatura (secondo Poutiainen e Marquis, vedi **Fig.2.9**). La tensione di Hot Spot è così calcolata mediante la seguente equazione, in cui vi è la somma delle componenti membranale e flessionale di tensione:

$$\sigma_{hs} = \sigma_m + \sigma_b$$

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_0^T \sigma_x(y) dy$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \int_0^T \sigma_x(y) \left( \frac{t}{2} - y \right) dy$$



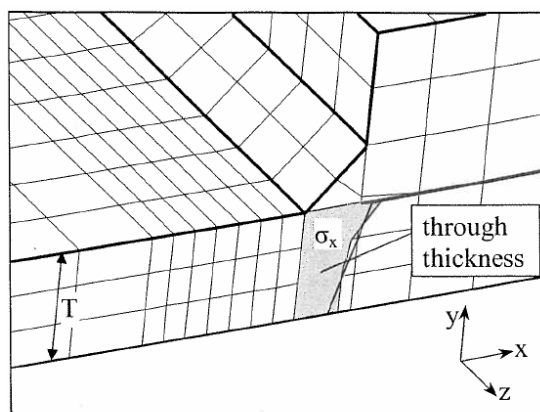


Fig.2.9: Determinazione della tensione di Hot Spot attraverso lo spessore.

È da notare che la tensione qui rilevata presenta una distribuzione non lineare, perciò, ai fini del metodo, è necessario dapprima integrare tali tensioni e poi ridistribuirle nello spessore con un andamento lineare equivalente (che compia cioè lo stesso lavoro).

In tale metodo un'attenzione particolare va posta su una caratteristica comune a molti codici di calcolo agli elementi finiti riscontrabile nella fase di post-processing: **l'applicazione di una media nodale dei valori di tensione, che porta a una rischiosa e incerta sottostima della tensione rilevata al piede della saldatura.** Tipicamente tale problematica si osserva in mesh costituite da elementi finiti con un basso grado di precisione, incapaci di cogliere le variazioni tensionali dovute alla presenza di una **particolarità geometrica.** Nei giunti saldati a cordone d'angolo, come quelli studiati, le tensioni alla base del cordone di saldatura sono solitamente ridotte dalla presenza degli elementi adiacenti durante la fase di post-processing, a causa della procedura di media nodale. Di fatto il metallo di saldatura fornisce un apporto extra di materiale che va ad aumentare la superficie su cui si distribuisce la tensione, provocandone la riduzione. Per il calcolo delle tensioni alla base del cordone di saldatura, i post processor computano un valore medio tra le tensioni nel materiale di saldatura (che avranno un valore minore) e le tensioni immediatamente di fronte alla saldatura (che **saranno caratterizzate da un'intensità maggiore**). Le tensioni risultano così sottostimate e ciò deve essere evitato ai fini di una corretta valutazione della vita a fatica. Per far ciò è sufficiente estrapolare il valore nodale della tensione rilevata al piede della saldatura con un peek direttamente sugli elementi plate posti di fronte al cordone.

Un aspetto importante è che la determinazione dell'Hot Spot stress, basata sulle tensioni, non garantisce il rispetto delle condizioni di equilibrio nella sezione trasversale di interesse. Tuttavia, tale equilibrio è raggiunto qualora la tensione di

Hot Spot sia calcolata attraverso le forze nodali della sezione, essendo queste più affidabili poiché ottenute direttamente dal codice di calcolo. È su tale osservazione che il prof. P. Dong ha elaborato il suo metodo, descritto nel **§.2.2.4**.

**A causa dell'assunzione di una distribuzione lineare delle tensioni attraverso lo spessore, il metodo TTWT non tiene in considerazione l'effetto dello spessore del piatto di base sulla vita a fatica. Tale effetto risulta di fondamentale importanza anche nell'ambito del SSE, dato che le distanze per l'estrapolazione delle tensioni sono date in funzione dello spessore t.**

Nei dettagli dove la cricca a fatica si origina e propaga al piede del cordone di saldatura, si nota un fenomeno, che prende il nome di *thickness effect* (letteralmente, effetto dello spessore), per cui la resistenza a fatica di un giunto saldato decresce qualora aumenti lo spessore del piatto di base. Pertanto è stato proposto un fattore di correzione empirico  $f(t)$  sulla vita a fatica che considera tale effetto:

$$f(t) = \left( \frac{T_{ref}}{T_{eff}} \right)^n$$

dove:

$T_{ref}$  è uno spessore di riferimento (pari a 25 mm per i dettagli non tubolari, come quelli discussi in questo studio);

$T_{eff}$  è lo spessore del piatto di base.

**Diverse normative hanno adottato tale fattore, proponendo un valore per l'esponente  $n$  variabile tra 0,1 e 0,3, ed è applicato sia al Nominal Stress Approach sia all'Hot Spot Stress Approach.**

Ci sono diversi motivi per cui l'effetto dello spessore del piatto deve essere considerato nella vita a fatica dei giunti saldati; si elencano di seguito i tre principali:

- per piatti più spessi vi è un volume maggiore di materiale sollecitato. La probabilità che vi siano difetti iniziali nel materiale è correlata alla dimensione del piatto, così che il maggior volume di materiale di un piatto spesso, rispetto a uno sottile, include un numero maggiore di imperfezioni, determinando una minore resistenza a fatica;
- vi sono diversi processi per la finitura delle superfici e per la realizzazione dei piatti, tra cui la laminazione che genera tensioni residue nel materiale. Tali tensioni risultano essere maggiori per i piatti più spessi rispetto a quelli sottili;
- nei piatti spessi, essendovi più materiale entro cui le tensioni possono distribuirsi, il gradiente tensionale cala meno ripidamente rispetto a quello nei

piatti sottili, il che si traduce in una maggiore tensione rilevabile al piede della saldatura (vedi **Fig.2.10**).

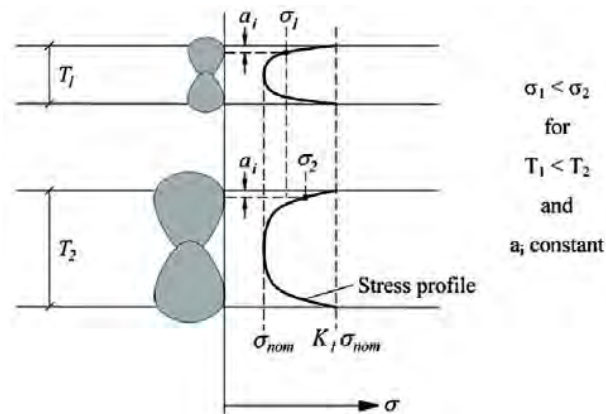


Fig.2.10: Gradiente tensionale in funzione dello spessore dei piatti.

### 2.2.3. “1 mm under surface” Method (Xiao - Yamada)

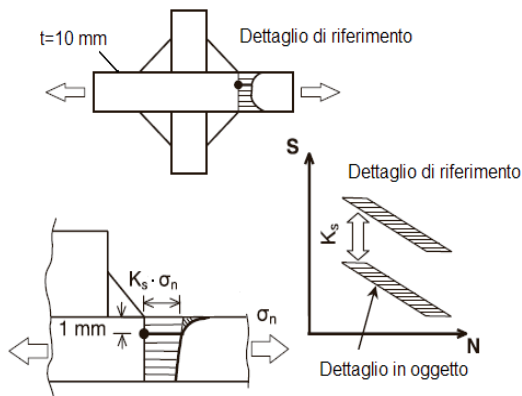
Un'altra metodologia per il calcolo delle tensioni utilizzate per la valutazione della vita a fatica dei dettagli saldati è stato sviluppato da Xiao e Yamada nel 2004.

Il metodo è noto anche sotto il nome di *Geometric Stress Method* ed è basato per l'appunto sulla cosiddetta tensione geometrica calcolata alla profondità di **1 mm dalla superficie** del piatto di base lungo il percorso previsto per la propagazione della cricca. Tipicamente tale punto si localizza in corrispondenza del piede della saldatura, considerato uno dei punti critici per la nucleazione delle cricche a fatica. La tensione in tal caso è definita geometrica in quanto essa risente della macro-geometria del **dettaglio, considerato l'effetto primario di aumento delle tensioni. Il picco di tensione** al piede della saldatura, visto come fattore secondario di crescita tensionale, è invece escluso, in quanto dipendente dalla relativa geometria; tale effetto inoltre svanisce ampiamente a 1 mm al di sotto della superficie, al contrario di quanto accade nella LSE in cui il tratto influenzato dalla localizzazione di tensione è ben maggiore (vedi **Fig.2.12**). È comunque da segnalare che la geometria della saldatura, spesso difficile da modellare mediante gli elementi finiti e caratterizzata da valori di tensione pesantemente dipendenti dalla raffinatezza della mesh, è di fatto inclusa nelle curve S-N ed è considerata come una fonte di dispersione dei dati, dovuta alla sua tipica irregolarità.

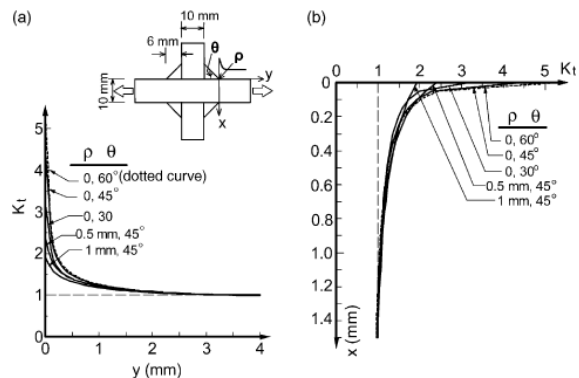
Questa tensione a **1 mm** correla il tempo di propagazione della cricca (n° cicli), o la **resistenza (σ<sub>s</sub>)** del dettaglio strutturale considerato, con i corrispondenti valori di un provino di riferimento, costituito da un giunto a croce con piatti di spessore **t = 10 mm**

e di tipo non-load carrying (le cui saldature cioè non sono soggette direttamente al flusso delle tensioni generate dal carico, vedi **Fig.2.11**).

Assumendo che la tensione locale del dettaglio in oggetto sia confrontabile con la tensione totale di un giunto a croce non-load carrying, la tensione geometrica del dettaglio in oggetto è determinata come la tensione normale a 1 mm dalla superficie



*Fig.2.11: 1-mm Stress Method di Xiao-Yamada.*



*Fig.2.12: Distribuzione della tensione in prossimità della saldatura: (a) sulla superficie e (b) nello spessore.*

lungo il percorso previsto della cricca, dove i valori di tensione non sono influenzati dagli effetti locali del profilo della saldatura e sono meno sensibili alla densità della mesh. Pertanto la tensione geometrica a **1 mm**, caratterizzata dal corrispondente fattore di concentrazione  $K_s$  (SCF), può essere assunta direttamente come il parametro determinante della vita a fatica del dettaglio in oggetto.

Per l'implementazione di questo metodo è necessaria un'analisi agli elementi finiti, con requisiti di mesh sufficientemente raffinata per poter cogliere la tensione caratteristica in esame. Nello specifico, almeno nelle zone adiacenti al punto critico in questione, le dimensioni dell'elemento finito non dovrebbero eccedere 1 mm, in particolare nella direzione dello spessore.

Confrontato con la tecnica dell'estrapolazione superficiale per la determinazione dell'Hot Spot Stress, il metodo qui proposto ha il notevole pregio di tenere in considerazione gli effetti relativi a grandezze fondamentali nella trattazione a fatica dei giunti saldati, quali la dimensione e lo spessore degli elementi. È da osservare infine che non è ancora stata studiata l'applicabilità di tale metodo ad altri tipi di giunto (per es. giunti a croce load-carrying), modalità di carico (per es. a flessione invece che a pura trazione) e percorsi di propagazione della frattura (per es. la radice della saldatura anziché il piede).

#### 2.2.4. *Battelle Structural Stress Method*

Il professor P. Dong e il Battelle Institute hanno recentemente sviluppato un nuovo metodo per la determinazione delle tensioni di Hot Spot, tensioni che nel metodo vengono generalmente definite Structural Stress. Tale approccio parte dal presupposto che le cricche di rottura per fatica si presentino con la direzione principale parallela al cordone di saldatura, per questa ragione lo Structural Stress è definito come una tensione perpendicolare al cordone di saldatura.

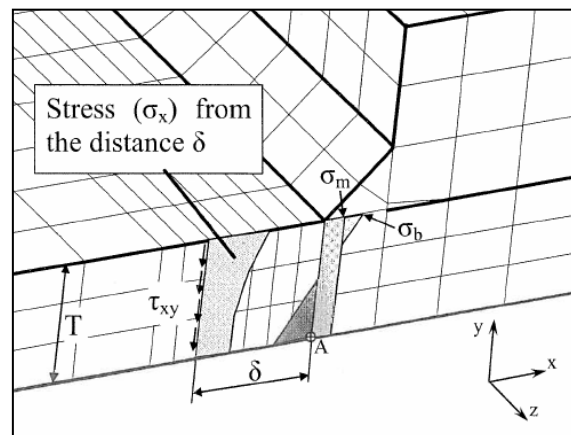
La definizione di Structural Stress ha luogo a partire dalla considerazione che, al posto della distribuzione di tensione locale che si ha in una sezione posta in corrispondenza ad una singolarità, ad esempio al piede di un cordone di saldatura, si può considerare una distribuzione di tensione alternativa, scomponibile in una componente flessionale e una membranale, rilevata in corrispondenza ad una sezione posta ad una certa distanza dalla singolarità. Tale distribuzione tensionale deve garantire una condizione di equilibrio equivalente rispetto alla distribuzione locale delle tensioni: le tensioni determinate dovranno cioè soddisfare le condizioni di equilibrio sia sulla sezione corrispondente alla saldatura che sul piano di riferimento. Poiché il calcolo agli elementi finiti delle tensioni nelle vicinanze di intagli o altre singolarità geometriche è sensibile alla dimensione della mesh, la tensione assume un andamento asintotico man mano che ci si avvicina a tale posizione e crescente al **diminuire della dimensione della mesh; l'imposizione della condizione di equilibrio** equivalente consente di minimizzare la sensibilità dei valori di tensione nei confronti della mesh.

Nel contesto del metodo agli elementi finiti che ha origine nel calcolo degli **spostamenti nodali, le soluzioni più "pulite" che si possono ricavare sono quelle** relative a spostamenti e forze nodali, proprio per il fatto che il metodo prevede che su tutti i nodi del modello siano garantite le condizioni di equilibrio. Appare evidente **pertanto come, nell'ottica di assicurare una certa insensibilità dei risultati rispetto alla** discretizzazione, Dong abbia fatto ricorso a grandezze nodali per ricavare le tensioni Structural Stress, nel caso di modello shell/plate. Per modelli solidi si è dimostrata invece più conveniente una procedura basata sul calcolo delle tensioni.

Alla luce di queste considerazioni, il metodo Structural Stress proposto da Dong e dal Battelle Institute si può quindi suddividere in due procedure alternative.

La prima formulazione sfrutta le caratteristiche del TTWT (descritto nel paragrafo **precedente**), **imponendo l'equilibrio delle componenti di tensione** membranali e flessionali tra la sezione in corrispondenza del piede del cordone di saldatura e una

sezione posta ad una distanza  $\delta$  (**Fig.2.13**). Il valore proposto da Dong per la distanza  $\delta$  è pari allo spessore della piastra ma tale posizione è tuttora oggetto di dibattito.



*Fig.2.13: Battelle Structural Stress Method.*

Il valore della tensione di Hot Spot, secondo l'approccio di Dong, risulta composto dalla somma di due componenti: la prima componente è ricavata con l'applicazione della procedura TTWT alla sezione posta a distanza  $\delta$  dal piede del cordone, la seconda è individuata a partire dalla distribuzione delle tensioni di taglio nello spessore in corrispondenza alla medesima sezione (l'integrazione di queste tensioni di taglio rappresenta una forza e quest'ultima produce un momento flettente che viene poi aggiunto alla corrispondente componente ricavata con la procedura TTWT).

In questo modo si risolve il problema legato alla presenza della singolarità e si possono imporre le condizioni di equilibrio tra le due sezioni. La tensione alla base del cordone di saldatura è quindi calcolata mediante le seguenti equazioni:

$$\sigma_s = \sigma_b + \sigma_m$$

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma_x(y) dy$$

$$\sigma_m \frac{t^2}{2} + \sigma_b \frac{t^2}{6} = \int_0^t \sigma_x(y) y dy + \delta \int_0^t \tau_{xy}(y) dy$$

Le equazioni soprastanti rappresentano il bilancio delle forze in direzione x, valutato nella sezione B-B, e il bilancio dei momenti rispetto alla sezione A-A (vedi **Fig.2.14**). L'ultimo termine integrale presente al secondo membo dell'equazione di bilancio dei momenti rappresenta la componente data dalle forze di taglio.

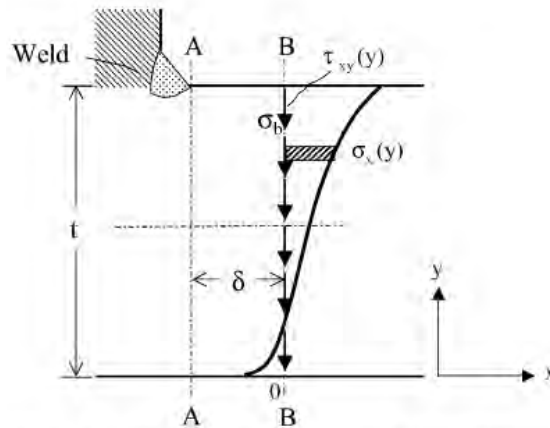


Fig.2.14: Modello solido con distribuzione di tensione monotona attraverso lo spessore.

Lo scopo di determinare le tensioni ad una distanza  $\delta > 0$  dal piede del cordone di saldatura piuttosto che in corrispondenza al cordone stesso è quello di porsi in una zona non influenzata dal picco tensionale dovuto alla singolarità rappresentata dalla saldatura, così da rendere il metodo meno sensibile alla dimensione della mesh. Si noti che solo se la componente di taglio è trascurabile la **tensione  $\sigma_s$**  può essere valutata, con un piccolo errore, direttamente sulla sezione A-A. In questo caso il **metodo diventa indipendente da  $\delta$**  e se si pone  $\delta = 0$  ci si riduce al metodo TTWT precedentemente descritto.

Si fa notare che la procedura proposta da Dong per la valutazione dello Structural Stress direttamente al piede della saldatura mostra perfetta insensibilità alla mesh in problemi bidimensionali, mentre nel caso di concentrazioni di tensioni tridimensionali si osserva una certa dispersione nei risultati ottenuti da differenti densità di mesh. **Ciò sembra essere dovuto al fatto che l'approccio di Dong trascura le tensioni di taglio agenti sulle facce laterali degli elementi finiti.** Una serie di altre questioni inerenti al metodo di Dong restano aperte e sono oggetto di continui studi, come la sua applicazione a complessi stati di tensione biassiali o a elementi strutturali piuttosto spessi, dove è difficile selezionare uno spessore appropriato per la definizione dei punti di estrapolazione superficiale delle tensioni o lo spessore entro cui eseguire la linearizzazione prevista dalla metodologia. È da notare inoltre che la previsione a fatica può essere fortemente influenzata da altri fattori già menzionati, come la presenza di tensioni residue o di grandi variazioni nel profilo locale della saldatura. In tale ottica lo Structural-Hot Spot Stress Approach si presenta come un metodo non ancora pienamente maturato ma al contempo di estrema praticità e immediatezza.

La seconda formulazione del metodo di Dong, più specifica, è basata sulle **forze nodali equivalenti piuttosto che sulle componenti di tensione e permette l'analisi**

del campo tensionale direttamente in corrispondenza del piede della saldatura, cioè a  $\delta=0$ . Anche quest'ultimo metodo è stato pensato con lo scopo di minimizzare l'influenza della dimensione della mesh e delle tecniche di modellazione sui risultati. L'utilizzo di questa formulazione può rendersi indispensabile in alcune applicazioni, ad esempio se la sezione posta a distanza  $\delta$  non sia determinabile: la situazione si presenta se due cordoni di saldatura sono particolarmente vicini l'uno all'altro o se il carico si trasferisce alla saldatura in modo molto localizzato.

Se le componenti nodali di forze e momenti riferiti alla sezione sono note da analisi a elementi finiti, i requisiti di equilibrio definiti dall'equazione precedente sono automaticamente soddisfatti entro i limiti dell'accuratezza della soluzione.

La procedura generale è pertanto la seguente: facendo riferimento ad un sistema di riferimento globale (x, y, z) la matrice di rigidezza può essere espressa come  $\{K^e\}$  e gli spostamenti nodali sono tipicamente definiti come

$$\{u\}_i^T = \{u_{xi}, u_{yi}, u_{zi}, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}\}$$

dove:  $u_{ii}$  rappresentano le traslazioni e  $\theta_{ii}$  le tre rotazioni.

Il vettore delle forze nodali è definito come:

$$\{F^e\}_i^T = \{F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}, M_{yi}, M_{zi}\} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

e si può ottenere:

$$\{F^e\}_i^T = \{K^e\} \{u\}$$

Le forze nodali dell'elemento trasformate nel sistema di riferimento locale (x', y', z') sono poi calcolate nel modo seguente:

$$\{F^{e'}\} = \{T\} \{F^e\}$$

dove  $\{T\}$  è la matrice di trasformazione delle coordinate costituita dai coseni direttori degli angoli formati dagli assi dei due sistemi di riferimento. Una volta ottenute le forze nodali lungo la sezione A-A, le corrispondenti forze e i momenti di linea ( $f_x'$  e  $m_y'$ ) possono essere calcolati utilizzando delle appropriate funzioni di forma. In particolare viene utilizzata una formulazione definita work-equivalent, ovvero basata sull'uguaglianza del lavoro compiuto dalle forze nodali rispetto agli spostamenti con il lavoro compiuto dalle forze di linea sempre rispetto agli spostamenti. Le forze di linea sono quindi calcolate con il seguente sistema lineare in forma matriciale:



$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \dots \\ \dots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & 0 & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{(l_1+l_2)}{3} & \frac{l_2}{6} & 0 \\ 0 & \frac{l_2}{6} & \frac{(l_2+l_3)}{3} & \frac{l_3}{6} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \dots \\ \dots \\ f_n \end{Bmatrix}$$

dove  $f_1, f_2, \dots, f_n$  sono le forze di linea lungo la direzione ortogonale alla saldatura e  $l_1, l_2, \dots, l_{n-1}$  rappresentano le lunghezze dei lati degli elementi appartenenti alla linea al piede della saldatura. I corrispondenti momenti di linea che generano tensioni ortogonali al cordone di saldatura possono essere calcolati allo stesso modo. Le forze  $F_i$  rappresentano la sommatoria di tutte le forze nodali rispetto al nodo  $i$ , relative agli elementi adiacenti alla saldatura e situati nel lato positivo dell'asse  $y'$  (**Fig.2.15**).

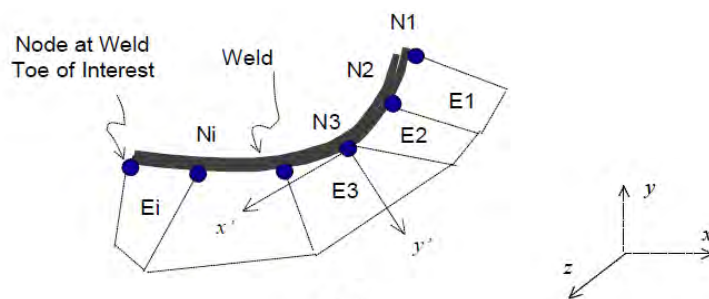


Fig.2.15: Procedura di calcolo delle tensioni Structural Stress per saldature modellate con elementi plate.

Una volta risolto il soprastante sistema lineare si applica la definizione di Structural Stress:

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f_x'}{t} + \frac{6 m_y'}{t^2}$$

$$\tau_s = \tau_m + \tau_b = \frac{f_x'}{t} + \frac{6 m_x'}{t^2}$$

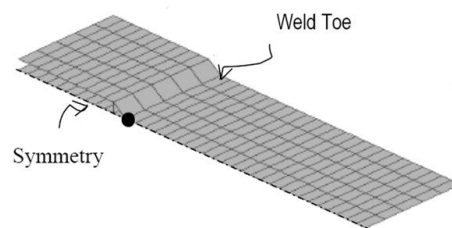
Da notare che gli effetti dovuti alle forze di taglio, separatamente considerati nella prima formulazione, in questa sono automaticamente considerati.

L'approccio Structural Stress, nella sua seconda formulazione, prevede dei limiti di applicabilità:

- la linea al piede della saldatura deve essere sufficientemente continua e quindi **il cambio di direzione rispetto a  $y'$  non deve essere repentino passando da un elemento al suo adiacente**. Tale limitazione nasce dal fatto che il metodo prevede la sommatoria delle forze su ciascun nodo e tali forze sono rappresentate dalle componenti ortogonali relative a due elementi adiacenti: se la direzione della linea al piede della saldatura cambia in modo

significativo, la combinazione dei vettori può risultare inadeguata a rappresentare la reale tensione nella saldatura;

- il cordone di saldatura deve essere continuo (un cordone di saldatura è definito continuo quando la linea al piede della saldatura fa parte di un percorso "chiuso" sul quale è definibile un'orientazione). Si noti che sono considerate "chiusure" le estremità di una saldatura di un profilo tubolare circolare, così come sono considerate "chiusure", in quanto non sottoposte a severe concentrazioni di sforzo, le estremità libere di una piastra saldata trasversalmente (**Fig.2.16**).



*Fig.2.16: Esempio di saldatura "chiusa".*

Qualora venga meno la seconda condizione, Dong ha sviluppato una procedura definita *Generalized Virtual Node Method*. L'applicazione di questa procedura consente di analizzare saldature discontinue e ottenere valori realistici di tensione alle estremità. Il metodo del nodo virtuale si basa su una sorta di equilibrio delle forze tra i nodi più esterni della saldatura ed un nodo virtuale collocato sulla linea al piede della saldatura ad una certa distanza dall'estremità. Tale metodo non è preso in considerazione nel presente studio in quanto ci si limita a studiare il comportamento di dettagli dotati di saldature "chiusure" o perlomeno aventi comportamento a fatica non pregiudicato dalle zone di estremità, che possono essere quindi trascurate. In ogni caso si fa presente che spesso, anche in presenza di cordoni di saldatura continui, nel modello a elementi finiti potrebbe essere utile semplificare la geometria perdendo tale continuità (ad esempio nel caso in cui, per motivi di simmetria, sia possibile analizzare una sola porzione di un dettaglio reale) e quindi potrebbe essere utile ricorrere al Generalized Virtual Node Method.

Come preannunciato, una delle proprietà più interessanti del metodo è la sostanziale indipendenza del risultato dalle dimensioni degli elementi utilizzati (**Fig.2.17**). Tale caratteristica, valida per dimensioni degli elementi che non compromettano la geometria effettiva del modello e che siano compatibili con la condizione di linea al piede della saldatura sufficientemente continua, deriva proprio dall'utilizzo delle forze nodali in luogo delle componenti di tensione. Il passo vincente della formulazione di Dong è stato quindi proprio quello di pensare a un metodo basato sulle forze nodali,

ovvero basato sulle forze che si scambiano i nodi tra gli elementi. In questo modo si salta un passaggio nella *consecutio calculorum* spostamenti-forze-tensioni-deformazioni tipica del metodo agli elementi finiti e si ottengono delle grandezze "pulite" che, essendo ottenute risalendo alla relazione  $\{F^e\}_i^T = \{K^e\}\{u\}$  intrinseca ad ogni elemento finito, sono certamente equilibrate, al contrario delle tensioni.

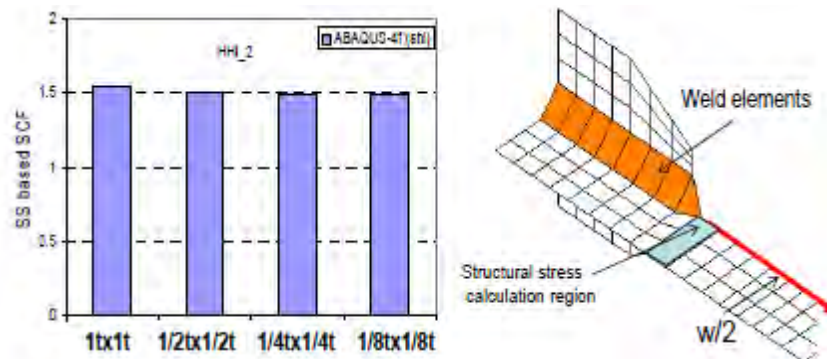


Fig.2.17: Tensioni Structural Stress calcolare applicando il metodo di Dong ad un modello plate/shell.

Si nota una perfetta indipendenza dalla mesh osservando i risultati del diagramma soprastante.

Ulteriori vantaggi del metodo consistono in:

- possibilità di relazionare i valori di tensione Structural Stress con un'unica curva S-N, definita Master Curve, ai fini della determinazione della vita a fatica (vedi §3.3) e potersi quindi slegare dalla logica di ricerca di un dettaglio di confronto ovvero di una classe di fatica (FAT) tipica degli approcci Nominal Stress e Hot Spot Stress;
- eliminazione della necessità di determinare i punti di interesse e di classificarli come tipi di Hot Spot a), b) o c): l'analisi puntuale tipica dell'approccio Hot Spot è infatti sostituita con un'analisi che ha luogo sulla linea continua del piede della saldatura, che può avere qualsiasi forma.

#### 2.2.4.1. Formulazione teorica della Master S-N Curve

Il fattore di scala che permette di far collassare tutte le curve S-N, tipiche dell'approccio nominale, in un'unica curva può essere trovato nei principi della Meccanica della Frattura (per i quali si rimanda al §2.4 e al §2.4.2 nello specifico) in base ai quali la propagazione di una cricca è l'aspetto che domina la vita a fatica in un giunto saldato.

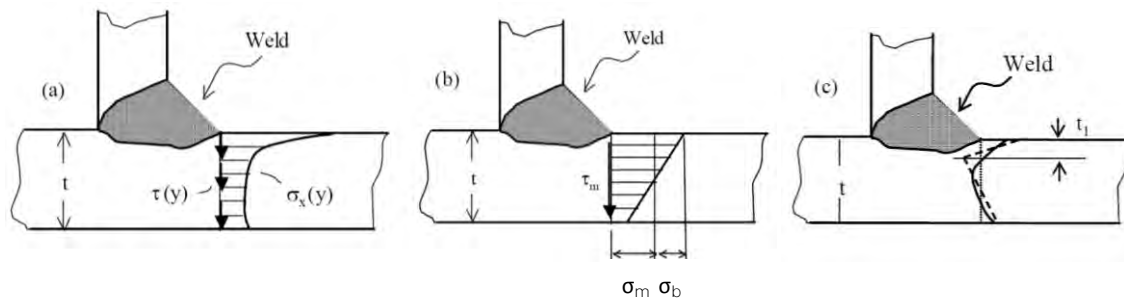


Fig.2.18: Definizione dello Structural Stress.

Il metodo Structural Stress, presentato nel §2.2.4, si è detto essere un metodo per analizzare la concentrazione di tensione in corrispondenza di discontinuità quali il piede di una saldatura, come si vede nel caso (a) di Fig.2.18. È stato inoltre postulato che questa tensione possa essere schematizzata mediante la somma di una rappresentazione (b) equivalente in termini di equilibrio (detta *equilibrium-equivalent*) e di uno stato auto-equilibrato (c). Il primo rappresenta un equivalente campo di tensione della Meccanica della Frattura o, più semplicemente, un generalizzato stato di tensione nominale al piede del cordone, mentre il secondo può essere stimato mediante la rappresentazione tratteggiata in (c), previa introduzione di una profondità caratteristica  $t_1$ . Si ricorda inoltre che nel Metodo degli Elementi Finiti le forze e i momenti all'interno di ogni elemento soddisfano automaticamente le condizioni di equilibrio, pertanto lo stato di tensione detto *equilibrium-equivalent* (inteso in termini di somma di una tensione membranale e una tensione flessionale) può essere calcolato usando direttamente le forze e i momenti nodali al piede della saldatura (§2.2.4).

La definizione di Structural Stress (b) della Fig.2.18 è coerente con il campo di tensione singolare ( $\sigma^\infty$ ) della Meccanica della Frattura (la tensione tende ad infinito al tendere a zero della distanza dall'apice della cricca). Pertanto il calcolo dello Structural Stress può essere fatto trasformando la tensione caratteristica del giunto saldato reale, soggetto a carichi arbitrari, in quella caratteristica di un semplice dettaglio criccato, nel quale i complessi effetti della geometria e del carico sono presi in considerazione sotto forma di componente membranale e flessionale. Il risultato è che lo *Stress Intensity Factor K* della Meccanica della Frattura (definito al §2.4) può essere usato come parametro base di questa analogia.

Per ogni dimensione della cricca al piede della saldatura il parametro  $K$  può essere stimato usando le soluzioni della Meccanica della Frattura presenti in letteratura e relative al caso di una piastra con cricca laterale (o con cricca ellittica superficiale) soggetta a tensione membranale e da flessione (Fig.2.19).

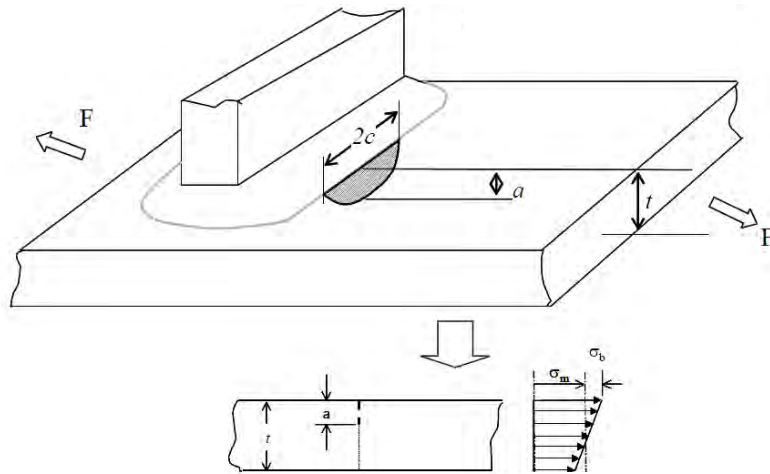


Fig.2.19: Un generico giunto saldato 3D (in alto) e un semplice problema 2D (in basso).

Il tipico problema di una cricca laterale in un giunto saldato a cordone d'angolo è considerato nella **Fig.2.20**. I casi corrispondenti a "W/O notch stress" rappresentano l'andamento del fattore di forma  $Y$  (definito al §2.4) in funzione della semiampiezza della cricca, espressa in termini di rapporto  $a/t$ , ottenuti rispettivamente inserendo le componenti di tensione membranale e flessionale nelle soluzioni, note dalla letteratura, relative ad una piastra con cricca laterale. I casi "W/ notch stress" si riferiscono invece all'uso della parte auto-equilibrata della tensione, mostrata in **Fig.2.18** (c). Si può vedere come, senza considerare la componente auto-equilibrata della tensione, la soluzione fornisca una stima accurata del fattore di forma  $Y$  e quindi del parametro  $K$  solo per rapporti  $a/t$  maggiori di 0,1 circa. Con l'introduzione della tensione auto-equilibrata (i.e. della tensione di picco),  $K$  può essere calcolato per qualsiasi valore di  $a/t$ , anche infinitesimo.

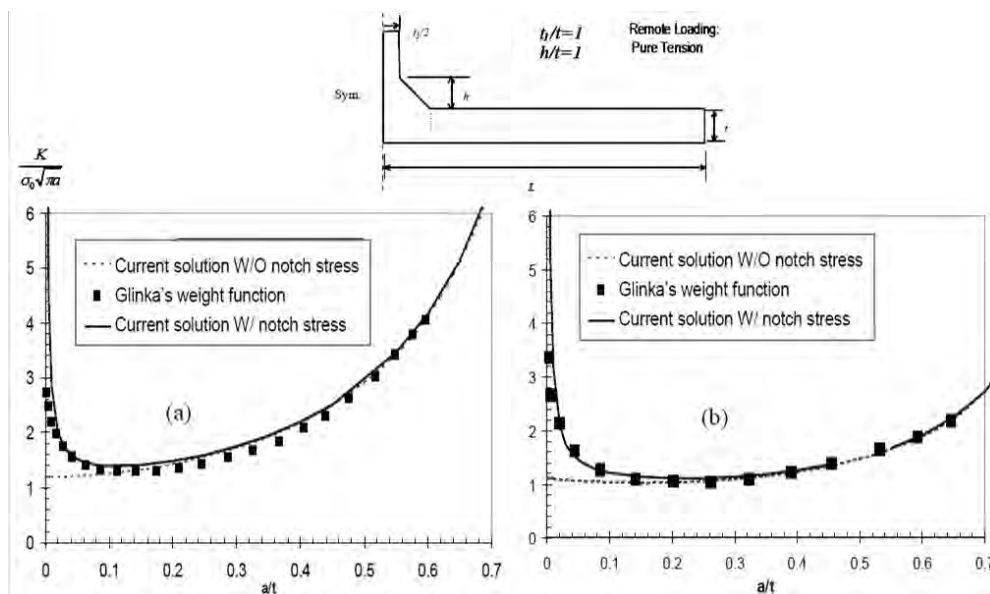


Fig.2.20: Andamento del fattore di forma  $Y$  (i.e. dello stress intensity factor  $K$ ) per un giunto a T a cordone d'angolo soggetto a flessione (a) e a trazione (b).

L'andamento non monotono di  $K$  mostrato in **Fig.2.20** è tipico di tutti i giunti saldati a cordone d'angolo: se la cricca è molto piccola ( $a/t$  minore di 0,1 circa), l'elevato valore di  $K$  è attribuito alla tensione di picco al piede della saldatura (ovvero all'effetto di intaglio causato dalla presenza del cordone di saldatura); se la cricca è sufficientemente lunga ( $a/t$  maggiore di 0,1) l'andamento di  $K$  è comandato dal campo tensionale dovuto alla presenza della cricca, che predomina su quello dovuto al cordone. Sulla base di queste considerazioni, la generica legge di propagazione della cricca può essere espressa secondo un modello a due stadi:

$$\frac{da}{dN} = C[f_1(\Delta K)_{a/t \leq 0,1} \cdot f_2(\Delta K)_{a/t > 0,1}]$$

Introducendo poi il cosiddetto *Stress Intensity Magnification Factor*,  $M_{kn}$ , adimensionale, la precedente legge può essere riscritta in termini di legge di Paris (§2.4.2) modificata:

$$\frac{da}{dN} = C(M_{kn})^n (\Delta K_n)^m$$

dove:

$$M_{kn} = \frac{K_{DOVUTO\ ALL'EFFETTO\ DI\ INTAGLIO}}{K_{DOVUTO\ AL\ SOLO\ STRUCTURAL\ STRESS}}$$

rappresenta l'effetto di esaltazione dello *Stress Intensity Factor* indotto dalla presenza dell'intaglio (i.e. del cordone), che si ha quando  $a/t$  tende a zero. La costante  $n$  rappresenta l'esponente del primo stadio della legge di propagazione della cricca, mentre  $m$  rappresenta il convenzionale esponente della legge di Paris. Sia  $n$  che  $m$  si determinano sperimentalmente e valgono rispettivamente 2 e 3,6 nel presente metodo.

Integrando la legge di Paris modificata si può trovare una relazione tra lo Structural Stress  $\Delta\sigma_s = \Delta\sigma_m + \Delta\sigma_b$  e il numero di cicli resistente  $N$ :

$$N = \int_{a=0}^{a=a_f} \frac{da}{C(M_{kn})^n (\Delta K_n)^m}$$

È noto dalla Meccanica della Frattura che l'integrale soprastante non è molto influenzato dalla lunghezza finale della cricca  $a_f$ , è pertanto possibile pensare di porre come lunghezza finale (per la quale si ha la rottura) l'intero spessore  $t$  della piastra. Con questa assunzione, si può riscrivere l'integrale come:

$$N = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{t \cdot d(a/t)}{C(M_{kn})^n (\Delta K_n)^m} = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{t \cdot d(a/t)}{C(M_{kn})^n (Y \cdot \Delta\sigma \cdot \sqrt{a})^m} = \frac{1}{C} \cdot t^{1-\frac{m}{2}} \cdot (\Delta\sigma)^{-m} \cdot I(r)$$

$I(r)$  è una funzione adimensionale del rapporto  $r$  ( $r=\Delta\sigma_b/\Delta\sigma_s$ ) detto *bending ratio* e ha la seguente espressione:

$$I(r) = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{d(a/t)}{(M_{kn})^n \left[ f_m \left( \frac{a}{t} \right) - r \left( f_m \left( \frac{a}{t} \right) - f_b \left( \frac{a}{t} \right) \right) \right]^m}$$

dove  $f_m$  e  $f_b$  sono funzioni note dalla letteratura (piastra con cricca laterale), pertanto  $I(r)$  tiene in considerazione anche l'effetto del rapporto tra tensione membranale e tensione flessionale al piede della saldatura.

Si noti che  $I(r)$  racchiude l'effetto dello *Stress Intensity Magnification Factor*,  $M_{kn}$ , e l'effetto del fattore di forma  $Y$  (ovvero della lunghezza iniziale della cricca), tuttavia l'influenza di quest'ultimo, se si considera  $M_{kn}$ , diventa praticamente insignificante (**Fig.2.21**).

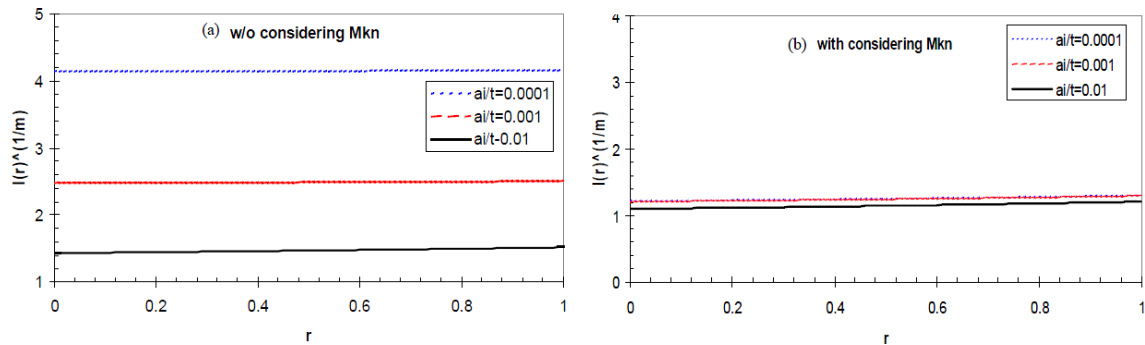


Fig.2.21: Confronto tra l'andamento di  $I(r)$  con e senza  $M_{kn}$ , al variare del rapporto  $a/t$ .

Nota la funzione  $I(r)$  si ottiene l'espressione del range di Structural Stress:

$$\Delta\sigma_s = C^{-\frac{1}{m}} \cdot t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}}$$

Tale equazione descrive un numero infinito di curve S-N basate sullo Structural Stress, in funzione dello spessore  $t$  e del *bending ratio*  $r$ .

Normalizzando il range di Structural Stress  $\Delta\sigma_s$  rispetto ai termini dipendenti da  $t$  e da  $r$ , si ottiene l'espressione di un parametro detto *Equivalent Structural Stress*,  $\Delta S_S$ :

$$\Delta S_S = \frac{\Delta\sigma_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}}} = C^{-\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}}$$

Il parametro  $\Delta S_S$  ha l'unità di misura di una tensione in quanto  $t$  è inteso come rapporto tra lo spessore reale e uno spessore unitario e pertanto adimensionale.

Appare evidente come mediante l'*Equivalent Structural Stress* si rappresenti con un unico parametro l'effetto della concentrazione di tensione ( $\Delta\sigma_s$ ), l'effetto dello spessore ( $t$ ) e l'effetto del modo di carico ( $r$ ).

Infine si può scrivere la formulazione della Master S-N Curve a partire dall'espressione di  $\Delta S_S$ :

$$N = \frac{\Delta S_S^{-m}}{C}$$

Il metodo presentato è stato validato con test condotti su oltre 800 giunti saldati drasticamente differenti per geometria e carico, dimostrando che il parametro *Equivalent Structural Stress* permette effettivamente di far collapsare tutte le curve S-N nell'unica Curva Master sopra definita (Fig.2.22).

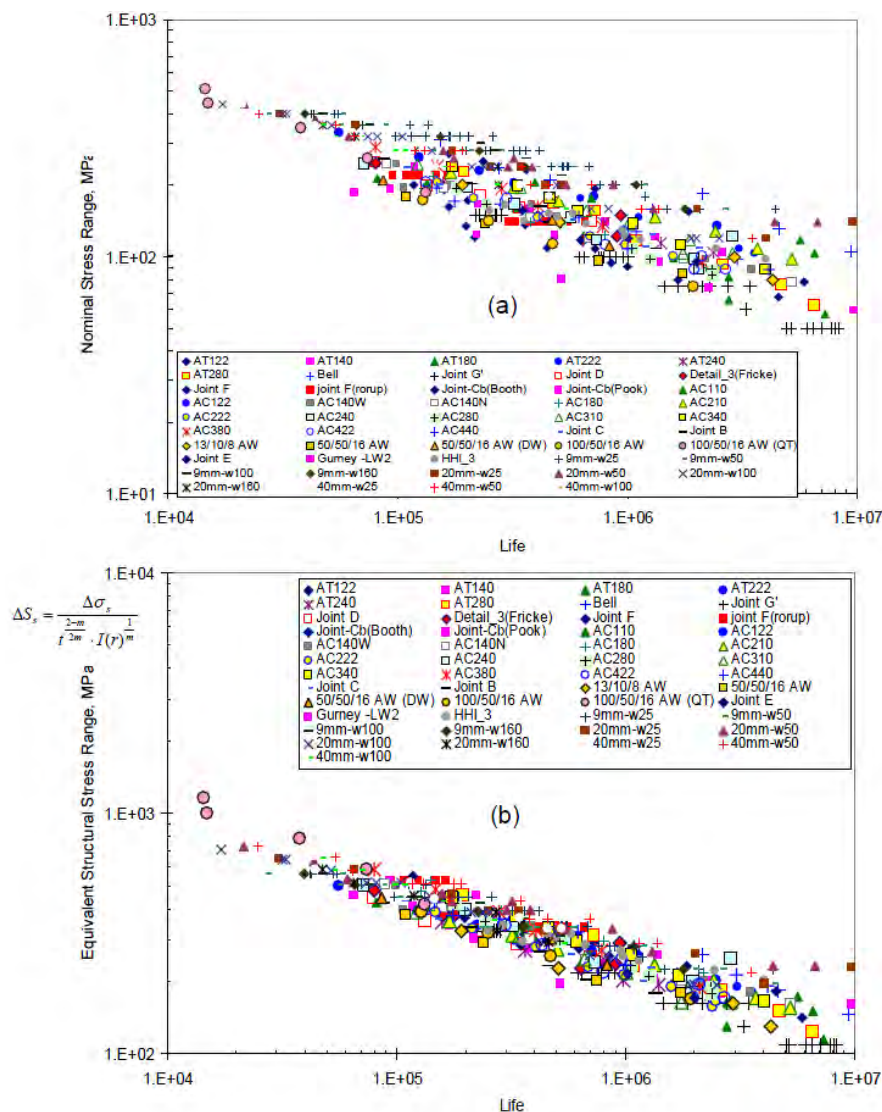


Fig.2.22: Correlazione dei dati S-N per vari tipi di giunto, diversificati per geometria e carico; si nota la ridotta dispersione dei dati nel caso (b) in cui si fa riferimento al parametro  $\Delta S_S$ , rispetto al caso (a) in cui si fa riferimento alla tensione nominale.



### 2.2.4.2. Regole di modellazione

Si riportano nel seguito alcune regole di modellazione semplici ma fondamentali per la corretta valutazione della tensione Structural Stress:

- la struttura e la saldatura vanno discretizzate con elementi plate/shell lineari a 4 nodi e, in presenza di curvature accentuate, con plate/shell lineari a 3 nodi;
- gli elementi plate sono definiti dal piano medio che li contiene e i nodi degli elementi che modellano la saldatura sono posizionati a una distanza  $t/2$  al di sotto del piede di saldatura (**Fig.2.23**);

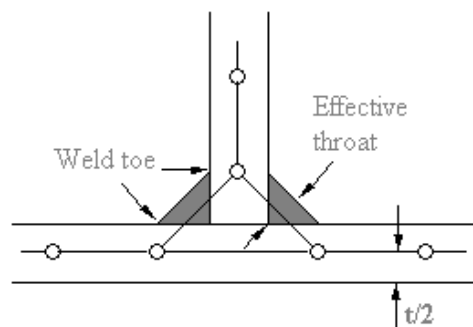


Fig.2.23: Rappresentazione di piatti saldati: gli elementi plate/shell sono disposti nel piano medio.

- gli elementi della struttura adiacenti la saldatura devono avere un lato in comune con gli elementi di saldatura; non è quindi possibile utilizzare elementi che abbiano un solo nodo sullo spigolo che definisce il piede della saldatura (**Fig.2.24**);

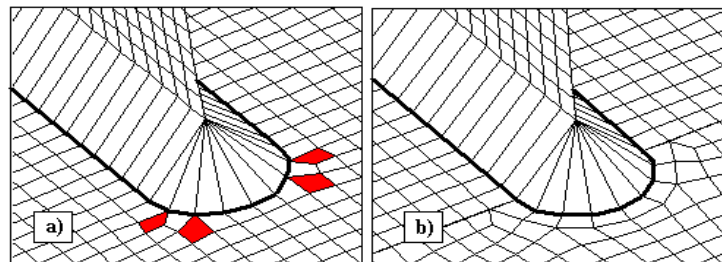


Fig.2.24: Mesh a ridosso di uno spigolo: a) modellazione scorretta, b) modellazione corretta.

- il metodo prevede la modellazione diretta delle saldature tramite elementi shell/plate di spessore  $t_w = t/\sqrt{2}$ , dove  $t$  è lo spessore del piatto saldato, inclinati a  $45^\circ$  e aventi proprietà meccaniche pari a quelle del materiale che compone la **struttura**. La modellazione di una saldatura a cordone d'angolo può essere eseguita a partire dal modello con cordoni di saldatura a completa penetrazione, eliminando la continuità nodale tra i piatti saldati ovvero eliminando completamente gli elementi di congiunzione (**Fig.2.25**);

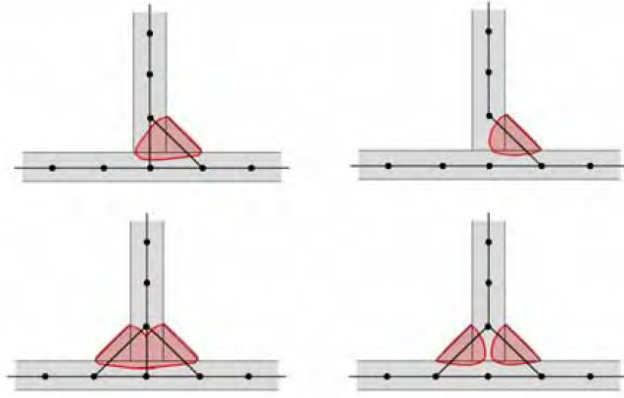


Fig.2.25: Modalità di rappresentazione di saldature a completa penetrazione e saldatura d'angolo.

- molto importante risulta infine definire la geometria della saldatura nei tratti terminali (nel caso di cordoni di saldatura discontinui) o di testa. La tensione Structural Stress infatti si è dimostrata essere adeguatamente continua lungo la linea di saldatura ma, in condizioni limite, come ad esempio in corrispondenza ad una variazione netta tra un elemento e il successivo, tale continuità può venire meno. Solitamente tali situazioni di discontinuità sono **associate ad un'eccessiva semplificazione del modello che porta a risultati non coerenti col comportamento reale (Fig.2.26)** e possono essere corrette incrementando la qualità della modellazione (**Fig.2.27**).

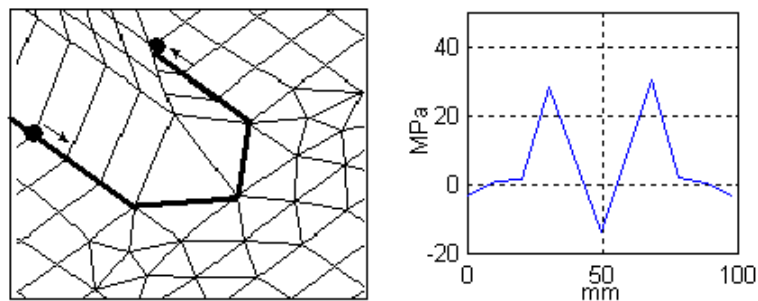


Fig.2.26: Distribuzione di tensioni per un modello di saldatura eccessivamente semplificato.

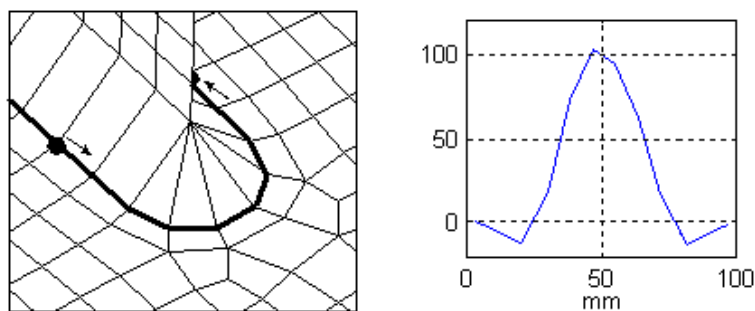


Fig.2.27: Distribuzione di tensioni per una saldatura correttamente modellata.

## 2.3. Metodo delle Tensioni di Picco

Il *Notch Stress Approach*, o altrimenti detto metodo della Tensione di Picco, si basa sull'utilizzo di un **fattore teorico di riduzione della resistenza a fatica  $K_f$**  definito come:

$$K_f \stackrel{\text{def}}{=} \frac{S_{n,\text{provino\_liscio}}}{S_{n,\text{provino\_intagliato}}}$$

dove  $S_n$  rappresenta il limite a fatica del componente. Il fattore  $K_f$  è quindi fondamentale per il progetto a fatica di un componente, ma non è calcolabile con modelli numerici in quanto in esso rientrano altri fattori oltre alla geometria (si tratta di un parametro di natura sperimentale). Mediante opportuni modelli agli elementi finiti o mediante manuali specialistici è però possibile ottenere il **coefficiente teorico di intensificazione delle tensioni  $K_t$**  che è definito come:

$$K_t \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\sigma_{el,\text{picco}}}{\sigma_{nominale}}$$

Il coefficiente  $K_t$  dipende esclusivamente dai rapporti geometrici del componente (è pertanto indipendente dall'effetto scala) e dalla modalità di sollecitazione. La scelta della componente di tensione da considerare nell'equazione precedente dipende in genere dalle caratteristiche dello stato di sollecitazione e dal criterio adottato: nel caso di tensione biassiale (molto frequente in prossimità di una saldatura) viene di solito utilizzata la tensione principale massima oppure la tensione equivalente di Von Mises.

Si possono verificare due situazioni: qualora si verifichi sperimentalmente che  $K_t=K_f$  si dice che si ha **completa sensibilità all'intaglio** e che vale un **criterio di punto** (si noti che si tratta di un'uguaglianza tra numeri, mentre i concetti teorici che stanno alla base dei due coefficienti sono diversi); qualora sia  $K_t > K_f$  si ha invece **parziale sensibilità all'intaglio** e il criterio di punto viene meno. Il primo caso è caratteristico degli intagli "blandi", per i quali si ha una bassa concentrazione delle tensioni e di conseguenza in un volume di controllo posizionato vicino all'apice dell'intaglio le tensioni sono vicine al valore massimo: il punto posizionato all'apice dell'intaglio decide il comportamento dell'intera struttura poiché, essendo l'intaglio blando, il  $K_t$  fotografa la situazione non solo nel suddetto punto privo di volume ma anche in un volume finito di materiale vicino all'apice. Il secondo caso è caratteristico degli intagli "severi", per i quali la penalizzazione di resistenza a fatica è minore di quella che il  $K_t$  fa presagire in quanto la concentrazione di tensione è estremamente localizzata all'apice, ovvero nell'intorno di un punto privo di volume che evidentemente non può

decidere il comportamento dell'intera struttura. La situazione limite è quella in cui l'intaglio diventa una cricca, per la quale la tensione all'apice tende ad infinito: in questo caso il criterio di punto deve essere abbandonato in favore di un criterio di campo e si abbandona la *meccanica classica* passando alla *Meccanica della Frattura Lineare Elastica* secondo la quale è l'intera distribuzione della tensione davanti all'apice della cricca a controllare l'eventuale cedimento del pezzo.

### 2.3.1. *Progettazione a fatica con curva di Wöhler non nota*

Il metodo delle Tensioni di Picco è un metodo usato generalmente per le applicazioni di ingegneria meccanica e permette di svolgere studi a fatica anche per dettagli aventi geometria e carichi non convenzionali e per i quali pertanto non siano note le curve di Wöhler. Questa situazione può comportare l'assunzione arbitraria delle caratteristiche di resistenza a fatica o perché non si sono fatte prove o perché non si trovano in letteratura risultati relativi a casi comparabili. L'iter di progettazione di seguito presentato è approssimato e largamente a favore di sicurezza in quanto rappresenta la situazione più critica (ignoranza completa). A seconda del livello di conoscenza si può pensare di introdursi in tale percorso, invece che al punto iniziale, ad uno dei punti successivi, riducendo l'approssimazione del metodo e aumentando di conseguenza la possibilità di sfruttare bene il materiale.

Il Metodo delle Tensioni di Picco con fattori di intensificazione delle tensioni si basa sui seguenti passi.

1. Calcolo della resistenza a fatica del materiale base: in funzione del tipo di materiale che si utilizza si è in grado di risalire alla tensione di rottura  $\sigma_R$  e alla tensione di snervamento  $\sigma_s$  (rilevabili anche da una semplice prova statica) e, noti questi valori, si può calcolare la resistenza a fatica del materiale base  $\sigma_{a\infty,teorico}$  per un numero  $N = 2 \cdot 10^6$  di cicli,  $R=-1$  e probabilità di sopravvivenza del 50%. Tale resistenza a fatica è stimata, su base sperimentale, in:

$$\sigma_{a\infty,teorico} = (0.35 \div 0.60) \cdot \sigma_R$$

solitamente si adotta un coefficiente pari a 0,5 per gli acciai se non si hanno conoscenze più approfondite sul materiale.

2. Introduzione dei fattori interni che influenzano la resistenza a fatica: le dimensioni del pezzo, la finitura superficiale e l'effetto di forma. Si riduce il limite di fatica del materiale base  $\sigma_{a\infty,teorico}$  tenendo conto dei fattori appena citati ottenendo la tensione resistente effettiva:

$$\sigma_{a\infty,effettivo} = \frac{\sigma_{a\infty,teorico}}{K_d K_f K_l}$$

dove:

$K_d = 1 \div 1,5$  **Effetto della dimensione:** più grande è il pezzo, più alta è la possibilità di trovare micro difetti/cricche nel materiale (nel caso di piastra sollecitata si sceglie il coefficiente in funzione dello spessore della piastra che equivale al diametro del provino segnato in **Fig.2.28**);

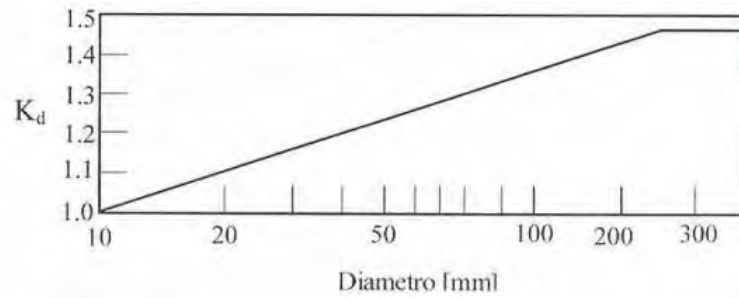


Fig.2.28: Diagramma (Diametro, Kd) da UNI 7670.

$K_l = 1 \div 3$  **Effetto della finitura superficiale:** essendo la fatica un fenomeno locale, essa risente notevolmente della finitura superficiale (soprattutto nel caso di acciai alto-resistenziali). Tanto peggiore è la finitura, tanto più facile sarà l'instaurarsi di un processo di rottura; più bassa è la rugosità superficiale, migliore è la resistenza a fatica ( $R_a$ , *indice di rugosità*) (vedi **Fig.2.29**);

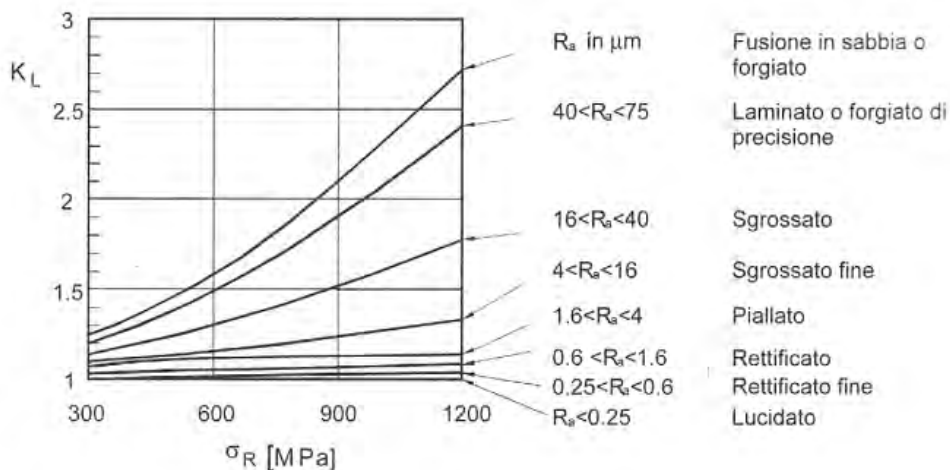


Fig.2.29: Diagramma ( $\sigma_R$ ,  $K_L$ ) da UNI 7670.

$K_f$  **Effetto di forma:** brusche variazioni di dimensioni con conseguente concentrazione di tensione riducono la resistenza a fatica e anche la resistenza statica. Il coefficiente  $K_f$  solitamente si ricava dalla seguente formulazione:

$$\begin{cases} K_f = 1 + q (K_t - 1) \\ q = \frac{1}{1 + \frac{a}{\rho}} \end{cases}$$

dove  $K_t$  è il coefficiente teorico di concentrazione delle tensioni ed è fornito in letteratura (ad esempio dal manuale *Stress Concentration Factors* di Peterson) o è ricavato mediante analisi agli elementi finiti, mentre  $q$  è l'indice di sensibilità all'intaglio ed è funzione (secondo Peterson) del raggio di raccordo all'apice dell'intaglio  $\rho$  e di una lunghezza caratteristica del materiale,  $a$ , che a sua volta è funzione della tensione di rottura caratteristica del materiale. Tale lunghezza caratteristica può essere pensata come la dimensione del volume strutturale di **Neuber**, cioè il lato di un cubetto elementare all'interno del quale il materiale ha la capacità di mediare le tensioni e le deformazioni (non coincide con il grano cristallino). Nella pratica progettuale si può assumere  $q = 1$  per raggi di raccordo  $\rho$  maggiori di 2 mm, viceversa si può stimare  $q$  assumendo i seguenti valori di  $a$  al variare della tensione di rottura (norma UNI 7670):

a [mm]	$\sigma_R$ [MPa]	a [mm]	$\sigma_R$ [MPa]
0,420	300	0,175	700
0,330	400	0,065	1200
0,265	500	0,038	1600

È evidente che bisogna prestare molta attenzione nell'utilizzo di acciai alto-resistenziali, perché in questo caso si devono curare in maniera particolare gli effetti di intaglio e la finitura superficiale in quanto la capacità di mediare le tensioni e le deformazioni avviene in un volume estremamente limitato.

- Introduzione dei fattori esterni, tra i quali si prende in considerazione l'effetto del tipo di carico applicato e l'effetto di una tensione media  $\sigma_m$  non nulla. L'effetto del *tipo di carico applicato* si introduce mediante il coefficiente  $K_v$  che si va ad aggiungere ai coefficienti relativi ai fattori interni:

$$\sigma_{a\infty,effettivo} = \frac{\sigma_{a\infty,teorico}}{K_d K_f K_l K_v}$$

$K_v = 0,8 \div 1,1$  *Effetto del tipo di carico applicato*: tiene conto dell'area investita dalla sollecitazione massima, maggiore è l'area che è investita dalle tensioni e maggiore è la probabilità di incontrare difetti. I casi tipici sono: la flessione piana, la flessione rotante e la trazione assiale (vedi **Fig.2.30**).

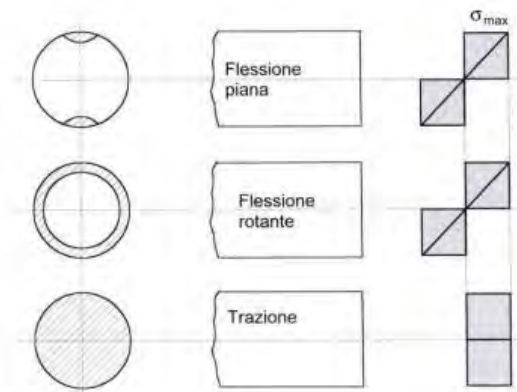


Fig.2.30: Tipologie di sollecitazione del provino.

Se  $\sigma_{a\infty,teorico}$  è definito relativamente alla flessione piana,  $K_v$  assume i seguenti valori:

$$K_v = \begin{cases} 1 & \text{Flessione piana} \\ 1,25 & \text{Flessione rotante} \\ 1,4 & \text{Trazione assiale} \end{cases}$$

Si nota che il caso di trazione assiale è prossimo a quello di flessione rotante in quanto il volume di materiale soggetto alla sollecitazione massima comprende in entrambi i casi la superficie di innesco dei fenomeni di fatica.

Nel caso in cui  $\sigma_{a\infty,teorico}$  venga calcolato con riferimento alla flessione rotante, essendo questa prova di più facile ed economica esecuzione, i valori che  $K_v$  assume sono i seguenti:

$$K_v = \begin{cases} 0,8 & \text{Flessione piana} \\ 1 & \text{Flessione rotante} \\ 1,1 & \text{Trazione assiale} \end{cases}$$

L'effetto dalla **tensione media non nulla**  $\sigma_m$  si prende in considerazione costruendo il diagramma di Haigh che correla  $\sigma_a$  con  $\sigma_m$ . Una volta nota la tensione media  $\sigma_m$  si ottiene una nuova tensione resistente  $\sigma_{a\infty,effettivo,\sigma_m=cost}$  :

$$\sigma_{a\infty,effettivo,\sigma_m=cost} = \sigma_{a\infty,effettivo} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)$$

4. Si traccia la curva di Wöhler stimata relativa al componente reale ed alle effettive condizioni di funzionamento. Nella fase precedente si è determinato un punto sul diagramma S-N ovvero il punto ( $\sigma_a = \sigma_{a\infty}$  ;  $N = 2 \cdot 10^6$ ), serve pertanto un secondo punto per poter tracciare la retta rappresentante il tratto inclinato della curva di Wöhler. Il secondo punto si determina assumendo che per  $N=10^3$  cicli (fatica oligociclica) sia  $\sigma_a = \sigma_{aR}$ , dove  $\sigma_{aR}$  è l'ampiezza di tensione che porta

il valore della  $\sigma_m$  fino al carico  $\sigma_R$  di rottura statica ovvero  $\sigma_{aR} = \sigma_R - \sigma_m$ . Nel caso in cui  $\sigma_m = 0$  si ha  $\sigma_a = \sigma_R$ . Si è così stimata la curva di Wöhler che schematizza il comportamento medio (Ps=50%) dei pezzi del tipo preso in esame; per passare alla curva caratteristica (di progetto) corrispondente si può dividere sia la  $\sigma_{aR}$  che la  $\sigma_{a\infty}$  per un opportuno coefficiente, che nel caso di acciai e leghe leggere può essere assunto pari ad 1,6 (in assenza di dati più attendibili).

5. Si determina il coefficiente di sicurezza  $\gamma_m$  come rapporto tra la tensione resistente ( $\sigma_{a\infty}$ ), ridotta con gli opportuni coefficienti interni ed esterni, e la tensione sollecitante ( $\sigma_{sd}$ ):

$$\gamma_m = \frac{\sigma_{a\infty,effettivo,\sigma_m=cost}}{\sigma_{sd}}$$

dove  $\sigma_{sd}$  è pari al valore dell'ampiezza di tensione sollecitante che realmente agisce sull'elemento, tale valore va considerato non come  $\Delta\sigma$  ma pari alla tensione massima, cioè quella di picco, che si può leggere direttamente da un opportuno modello agli elementi finiti. Il coefficiente di sicurezza  $\gamma_m$ , qualora risulti maggiore di 1, indica che l'elemento verificato può resistere a fatica al prestabilito numero  $N$  di cicli anche in presenza di una tensione sollecitante maggiore di  $\sigma_{sd}$ .

## 2.4. Meccanica della Frattura Lineare Elastica (LEFM)

La progettazione a fatica per molti componenti è intesa nell'ottica di prevenire la nascita di cricche nell'arco dell'intera vita utile, o perché un'eventuale cricca propagherebbe tanto rapidamente da poter ritenere che l'arco di tempo trascorso dalla messa in servizio del componente fino alla nascita della cricca possa coincidere con la vita totale, o perché la normativa preclude lo sviluppo di cricche durante la vita in servizio del componente.

Questa filosofia di progettazione non può essere applicata a tutti i componenti. Per esempio, le strutture degli aerei possono essere sottoposte a danneggiamento accidentale durante il volo e pertanto i calcoli relativi alla propagazione di eventuali cricche devono dimostrare che la struttura sia idonea al volo anche dopo il danneggiamento. Altri componenti possono sviluppare cricche in servizio a causa di errori di progettazione e può essere quindi necessario prevedere ispezioni ad opportuni intervalli temporali per prevenire catastrofiche fratture dovute alla loro propagazione.

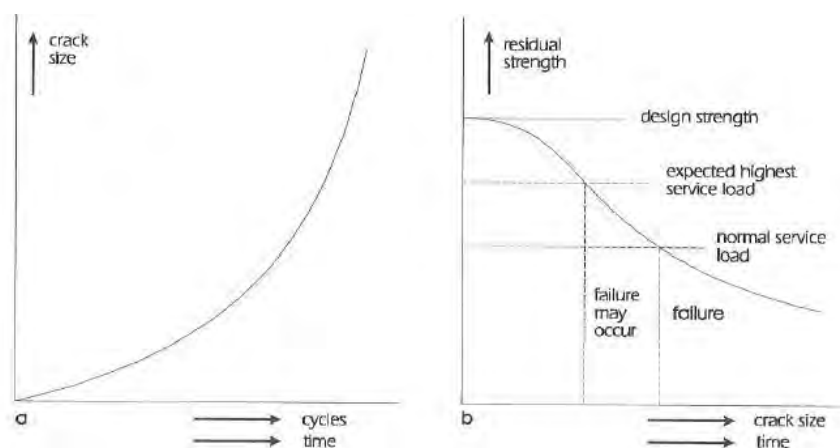


Lo studio della frattura fragile dovuta alla presenza di cricche e difetti è oggetto della Meccanica della Frattura.



*Fig.2.31: Rottura di schianto della petroliera Schenechtady, causata da una frattura innescatasi in corrispondenza della giunzione con il corso di cinta di una piastra irrigidente a dritta il ponte di coperta. Portland, Oregon, 1942.*

L'assunto della Meccanica della Frattura è che una struttura può sviluppare una cricca a fatica, se soggetta a carico ciclico durante la vita in servizio. A mano a mano che aumenta la lunghezza della cricca, si ha un incremento della concentrazione di tensione e pertanto anche la velocità di propagazione aumenta e in parallelo si ha **una riduzione della resistenza della struttura**. Nell'eventualità che la resistenza scenda al di sotto del più alto carico di servizio, nel momento in cui questo carico si verifica, si può avere la rottura finale **del pezzo**. Nell'eventualità, invece, che la cricca continui a propagare per livelli di carico inferiori, la resistenza cala fino a che la struttura non è più in grado di sopportare nemmeno il normale carico di servizio e si ha la rottura.



*Fig.2.32: Relazione tra semiampiezza della cricca e carico di rottura.*

Il progettista dovrebbe quindi essere in grado di calcolare:

- la resistenza residua in funzione della lunghezza della cricca;

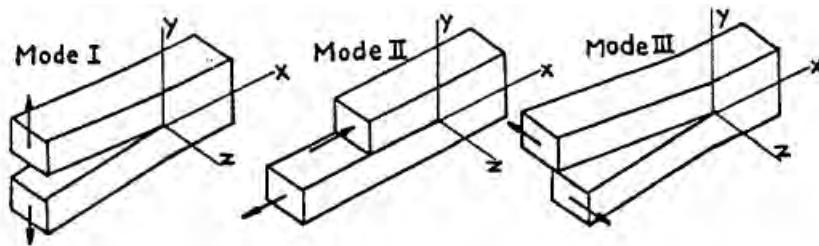
- la massima lunghezza della cricca (lunghezza critica), ammissibile per il carico aspettato;
- il tempo necessario alla cricca per propagare dalla dimensione di partenza alla lunghezza critica;
- **l'intervallo temporale ottimale delle ispezioni durante la vita in servizio.**

La Meccanica della Frattura fornisce gli strumenti per trovare risposta ai suddetti quesiti.

Una cricca può essere sollecitata in tre diversi modi:

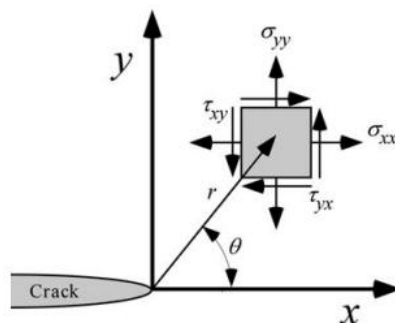
- MODO I, modo di apertura dovuto ad una sollecitazione di trazione;
- MODO II, modo di lacerazione dovuto ad una sollecitazione di taglio nel piano;
- MODO III, modo di lacerazione dovuto ad una sollecitazione di taglio fuori piano.

La maggior parte dei problemi possono essere considerati come una sovrapposizione dei tre modi, ma il MODO I è di gran lunga il più importante dal punto di vista delle analisi.



*Fig.2.33: I tre modi di sollecitazione di una cricca.*

Per una cricca di sempiampiezza  $a$ , attraversante l'intero spessore di una piastra di dimensione arbitraria, in una posizione altresì arbitraria, la distribuzione di tensione nelle vicinanze dell'apice della cricca e dovuta al solo MODO I si definisce con riferimento alla **Fig.2.34**.



*Fig.2.34: Tensioni generalizzate nelle vicinanze dell'apice della cricca.*

La tensione è funzione dell'anomalia  $\theta$  e si riduce all'aumentare della distanza  $r$  dall'apice della cricca. L'espressione generale del campo di tensione è pertanto:

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta)$$

dove  $\sigma_{ij}$  sono le tensioni agenti in un elementino  $dx \cdot dy$  posto alla distanza  $r$  dall'apice della cricca e di anomalia  $\theta$  rispetto al piano della cricca;  $f_{ij}(\theta)$  sono delle funzioni note di  $\theta$ . Il fattore  $K_I$  è al momento ignoto in quanto i carichi e la forma della piastra non sono ancora stati definiti. Appare comunque evidente sin d'ora l'importanza del fattore  $K_I$ : esso descrive l'intero campo di tensione nelle vicinanze dell'apice della cricca ed è chiamato *Stress Intensity Factor (SIF)* di modo I. L'unità di misura di  $K_I$  è una "tensione" per la radice quadrata di una "lunghezza", pertanto tipicamente si esprime in  $MPa \cdot \sqrt{m}$ .

Il predetto campo di tensione si esplicita mediante le seguenti espressioni (dette di Irwin), scritte rispetto ad un sistema di riferimento cartesiano posto sull'apice della cricca stessa:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}_{\rho=0} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \times \begin{bmatrix} \cos(\theta/2) \left( 1 - \sin(\theta/2) \times \sin(3\theta/2) \right) \\ \cos(\theta/2) \left( 1 + \sin(\theta/2) \times \sin(3\theta/2) \right) \\ \sin(\theta/2) \left( \cos(\theta/2) \times \cos(3\theta/2) \right) \end{bmatrix}$$

dove  $r$  è la distanza del punto considerato dall'apice della cricca,  $\theta$  è l'anomalia e  $K_I$  è il fattore di intensificazione delle tensioni.

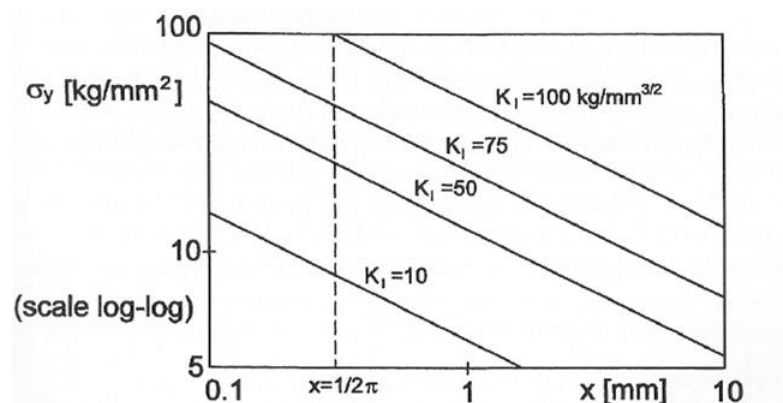


Fig.2.35: Andamento di  $\sigma_y$  in funzione della distanza dall'apice della cricca, per  $K_I$  diversi.

Le condizioni di validità di tali equazioni sono:

- $r < a/10$  (indicativamente), in quanto oltre tale distanza la tensione tende a quella nominale applicata e non varia più con le equazioni di Irwin;

- modo I (di apertura), ovvero trazione pura a monte e a valle della cricca;
- stato piano (di tensione o di deformazione);
- tensione nominale applicata inferiore o uguale al 60% della tensione di snervamento, affinché sia accettabile il campo delle tensioni ricavato con le equazioni di Irwin in ipotesi lineari elastiche.

Sulla base delle equazioni di Irwin è possibile definire il fattore di intensificazione delle tensioni  $K_I$  come:

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} \sigma_y \cdot \sqrt{2\pi r}$$

Tale formulazione rappresenta un modo per sottolineare che  $K_I$  è un parametro locale che vale nell'intorno dell'apice della cricca; non significa che  $K_I$  valga solo nel punto posto all'apice della cricca. Si tratta di un'espressione locale che vale sempre (piastra infinita o meno) poiché di per sé è condizionata dalla geometria della piastra e della cricca tramite l'andamento della tensione  $\sigma_y$  che deve essere ricavato col supporto di un modello agli elementi finiti.

Nel caso specifico di piastra matematicamente infinita e cricca centrale si ha anche la seguente formulazione analitica di  $K_I$ :

$$K_I = \sigma_{nom} \cdot \sqrt{\pi a}$$

Si tratta di una formulazione globale che non necessita di un modello agli elementi finiti, perché si basa sulla tensione nominale applicata a monte e a valle, ma vale solo nel suddetto caso specifico.

Il campo di applicazione della precedente formulazione di  $K_I$  può essere esteso a casi diversi da quello di piastra infinita con cricca centrale mediante l'introduzione di un fattore di forma  $Y$ :

$$K_I = Y \cdot \sigma_{nom} \cdot \sqrt{\pi a}$$

Il fattore di forma, che include la costante  $\sqrt{\pi}$ , è funzione della dimensione  $a$  e della geometria della piastra e può essere ricavato da manuali specialistici, in alcuni casi, oppure mediante un'analisi agli elementi finiti, in via generale.

### 2.4.1. *Meccanica della Frattura in campo statico*

All'aumentare della tensione sollecitante  $\sigma_{nom}$ , aumenta anche la tensione locale  $\sigma_y$  e nel diagramma di **Fig.2.36** ci si sposta su diverse rette nel verso dei  $K_I$

crescenti. Ad un certo punto viene raggiunta la situazione critica (dipendente dal materiale) in corrispondenza della quale si ha la rottura del componente. Tale situazione è rappresentata da un valore limite di  $K_I$  che è chiamato  $K_C$  e rappresenta la resistenza a frattura (fracture toughness). Il parametro  $K_C$  è funzione solo del materiale che si sta studiando ed è noto da prove sperimentali, al contrario di  $K_I$  che è la caratteristica di tensione del componente che si sta studiando.

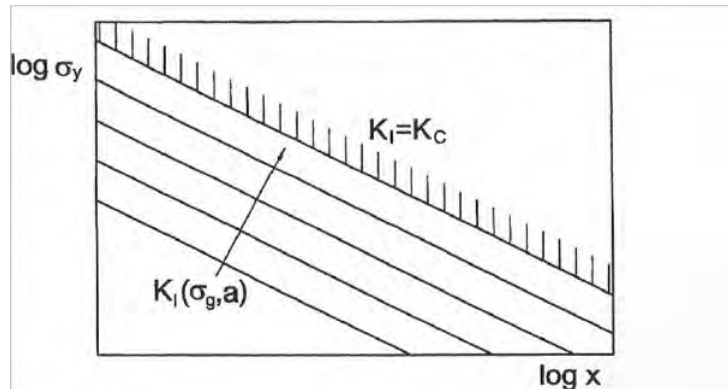


Fig.2.36: Definizione della resistenza a frattura  $K_C$ .

In campo statico, pertanto, la verifica di un componente criccato può essere effettuata mediante un confronto diretto tra  $K_C$  e  $K_I$ .

### 2.4.2. Meccanica della Frattura a fatica

La determinazione della resistenza a fatica avviene facendo riferimento ad un diagramma, noto come diagramma di Paris, che è relativo al materiale in presenza di cricche o difetti (**Fig.2.37**). Tale diagramma può essere pensato come l'equivalente in Meccanica della Frattura della curva di Wöhler (**Fig.2.38**), relativa al materiale senza difetti.

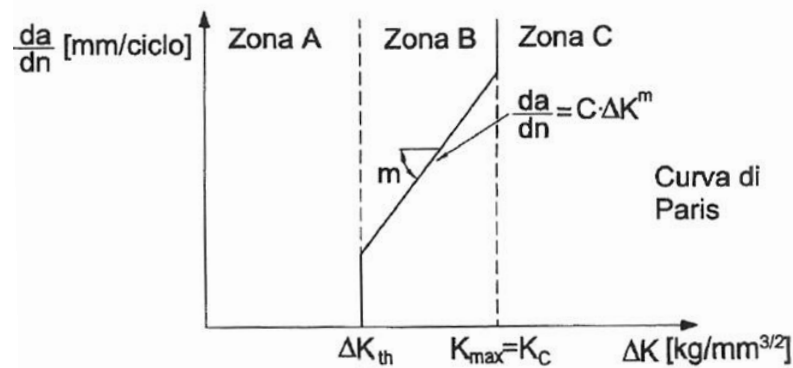


Fig.2.37: Diagramma di Paris, scale doppio logaritmiche.

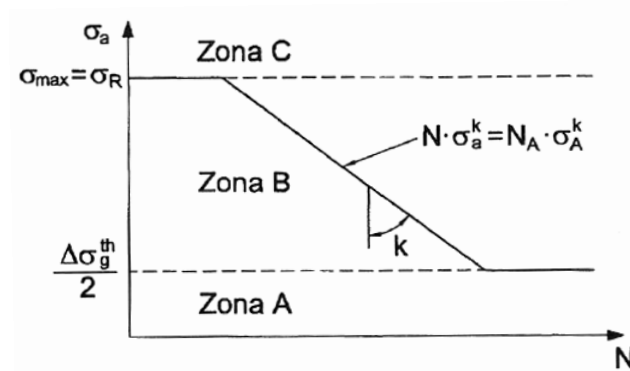


Fig.2.38: Diagramma di Wöhler, scale doppio logaritmiche.

Il diagramma di Paris mette in relazione la velocità di propagazione della cricca ( $\frac{da}{dn}$ ) con la grandezza  $\Delta K$ , dove  $a$  è l'ampiezza di una cricca laterale o la semiampiezza di una cricca centrale,  $n$  è il numero di cicli,  $\Delta K$  è la variazione del campo di tensione definito come:

$$\Delta K = Y \cdot \Delta\sigma_{nom} \cdot \sqrt{a}$$

In **Fig.2.37** si possono individuare tre zone, ognuna delle quali trova la sua corrispondente nel diagramma di Wöhler:

- Zona A: assenza di propagazione delle cricche (vita infinita);
- Zona B: propagazione delle cricche (vita a termine);
- Zona C: rottura immediata.

La progettazione a vita a termine fa riferimento alla zona centrale del diagramma (Zona B). Tale ramo di curva è schematizzato con una retta che si può esprimere mediante la legge di Paris:

$$\frac{da}{dn} = C(\Delta K)^m$$

dove  $C$  è una costante e  $m$  è la pendenza della retta (vale circa 3 per gli acciai).

Integrando la legge di Paris tra un valore iniziale  $a_i$  e un valore finale  $a_f$  di semiampiezza della cricca, è possibile determinare il numero di cicli  $N$  resistente (o residuo). L'espressione finale è:

$$N = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m} = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(Y \cdot \Delta\sigma_{nom} \cdot \sqrt{a})^m} = \frac{(a_f)^{1-\frac{m}{2}} - (a_i)^{1-\frac{m}{2}}}{C \left(1 - \frac{m}{2}\right) (Y \cdot \Delta\sigma_{nom})^m}$$

# 3. ASPETTI NORMATIVI

In questo capitolo vengono esaminate e confrontate le normative e le linee guida più applicate, a livello nazionale e internazionale, per effettuare le analisi e la progettazione a fatica. Gli approcci normativi si differenziano sostanzialmente sulla base del metodo adottato per la determinazione delle tensioni di picco. Si individuano tre gruppi fondamentali:

- il primo gruppo fa riferimento alle tensioni nominali e ad esso appartengono l'**Eurocodice 3 (EC3 parte 1.9)**, le norvegesi Det Norske Veritas (DNV), le linee guida dell'**International Institute of Welding (IIW)** e la normativa italiana Norme Tecniche per le Costruzioni (NTC 2008);
- il secondo gruppo fa riferimento alle tensioni ricavate con il Metodo Hot Spot e anche ad esso appartengono le DNV, le linee guida dell'**IIW** e, sebbene con una trattazione poco dettagliata, anche l'**EC3**, il quale lo definisce Metodo delle Tensioni Geometriche;
- il terzo gruppo fa riferimento alle Tensioni Strutturali (**Structural Stress**) e ad esso appartiene la normativa americana ASME 2007 Boiler & Pressure Vessel Code sezione VIII Div.2, la quale per prima ha adottato e ufficializzato il metodo proposto da P. Dong e dal Battelle Institute.

## 3.1. Normative con le Tensioni Nominali

Le norme basate sulle tensioni nominali seguono sostanzialmente tutte le stesse impostazioni per il calcolo della resistenza a fatica e fanno riferimento alla tensione nominale alla base del cordone di saldatura, che è rappresentata dalla tensione massima principale al piede del cordone di saldatura. Gli intervalli di tensione normale e tangenziale sono calcolati utilizzando la teoria elastica lineare.

### 3.1.1. Eurocodice 3 (EC3) e Norme Tecniche per le Costruzioni (NTC)

Di seguito è presentato l'approccio proposto da EC3 parte 1.9 e NTC'08. Ricavata la tensione nominale  $\Delta\sigma_{sd}$ , la tensione resistente a fatica di un dettaglio è individuata nel piano bi-logaritmico  $\log(\Delta\sigma)$ - $\log(N)$  o  $\log(\Delta\tau)$ - $\log(N)$ , essendo  $N$  il numero di cicli a rottura, mediante una curva caratteristica, detta curva S-N (tensione-numero di cicli). Detta curva è individuata mediante la classe di resistenza a fatica  $\Delta\sigma_c$  o  $\Delta\tau_c$ , che rappresenta la resistenza a fatica (FAT) del dettaglio, espressa

in MPa, per  $N = 2 \cdot 10^6$  cicli. Le curve S-N per tensioni normali sono caratterizzate, oltre che dalla classe  $\Delta\sigma_c$ , dal limite di fatica ad ampiezza costante  $\Delta\sigma_D$ , corrispondente a  $N = 5 \cdot 10^6$  cicli e dal limite per i calcoli di fatica,  $\Delta\sigma_L$ , che corrisponde all'intersezione del secondo ramo della curva con la verticale per  $N = 10^8$  cicli.

L'equazione della curva S-N è:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_c \left( \frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \quad \text{per } N \leq 5 \cdot 10^6$$

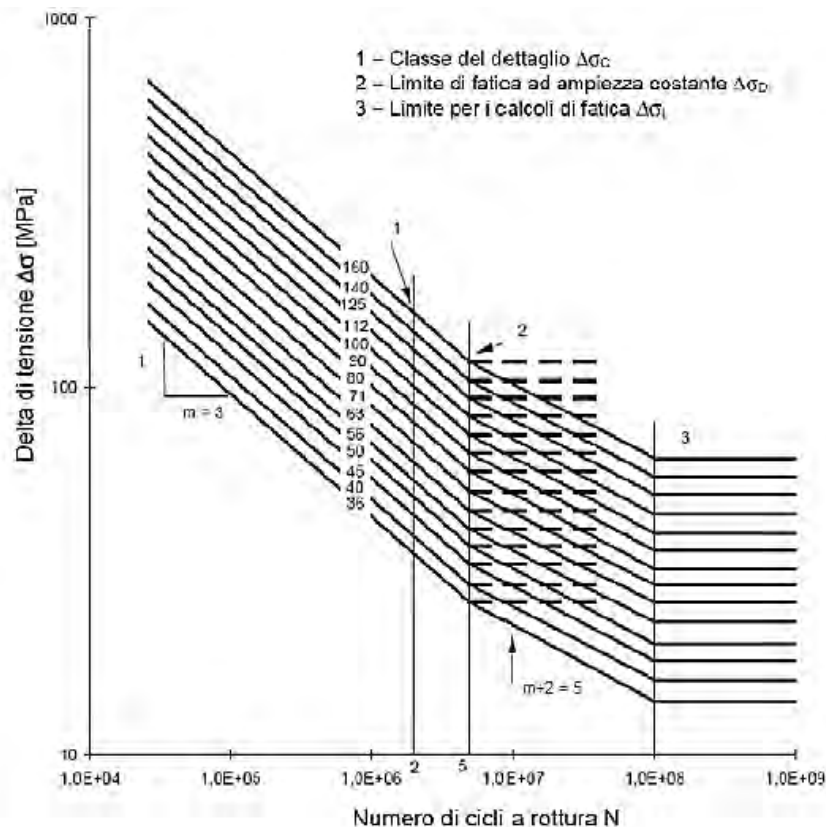
$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_D \left( \frac{5 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{m+2}} \quad \text{per } 5 \cdot 10^6 < N \leq 10^8$$

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_L \quad \text{per } N > 10^8$$

dove  $m = 3$ , cosicchè risulta

$$\Delta\sigma_D = 0.737 \Delta\sigma_c; \quad \Delta\sigma_L = 0.549 \Delta\sigma_D = 0.405 \Delta\sigma_c.$$

Le curve S-N per tensioni normali sono rappresentate nel diagramma seguente:



Le curve S-N per tensioni tangenziali sono caratterizzate, oltre che dalla classe  $\Delta\tau_c$ , dal limite per i calcoli a fatica,  $\Delta\tau_L$ , corrispondente a  $N = 10^8$  cicli. L'equazione della curva S-N è:



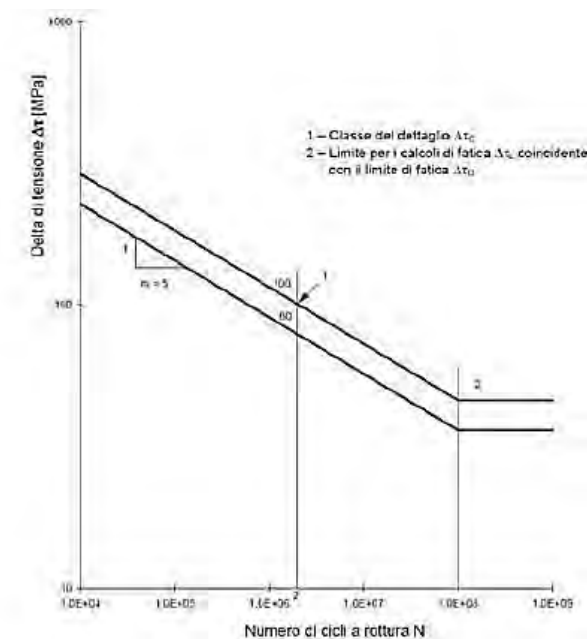
$$\Delta\tau = \Delta\tau_c \left( \frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \quad \text{per } N \leq 10^8$$

$$\Delta\tau = \Delta\tau_L \quad \text{per } N > 10^8$$

dove  $m = 5$ , cosicchè risulta

$$\Delta\tau_L = 0.457 \Delta\tau_c.$$

Le curve S-N per tensioni tangenziali sono rappresentate nel diagramma seguente:




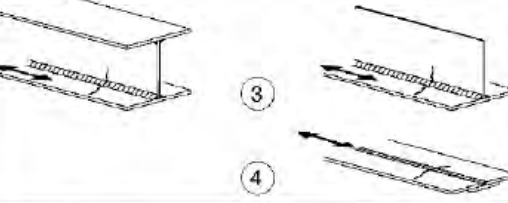

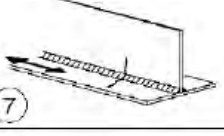
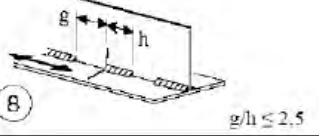
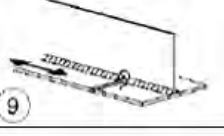

Le suddette curve S-N sono ricavate sperimentalmente e divise in base a:

- **geometria dell'unione** saldata;
- direzione della sollecitazione;
- posizione del punto di possibile inizio della cricca;
- metodi di fabbricazione e ispezione della saldatura.

Le curve S-N, dato il carattere sperimentale, includono quindi gli effetti di:

- concentrazioni locali di tensione dovute alla geometria della saldatura;
- dimensione e forma delle discontinuità accettabili;
- direzione della tensione;
- tensioni residue;
- condizioni metallurgiche;
- i processi di saldatura e gli eventuali trattamenti migliorativi.

Si riporta a titolo di esempio la tabella dei dettagli costruttivi per sezioni saldate:

Tabella C4.2.XIV Dettagli costruttivi per sezioni saldate ( $\Delta\sigma$ )			
Classe del dettaglio	Dettaglio costruttivo	Descrizione	Requisiti
125		Saldatura longitudinali continue  1) Saldatura automatica a piena penetrazione effettuata da entrambi i lati  2) Saldatura automatica a cordoni d'angolo. Le parti terminali dei piatti di rinforzo devono essere verificate considerando i dettagli 5) e 6) della tabella C4.2.XXI	1) e 2) Non sono consentite interruzioni/riprese, a meno che la riparazione sia eseguita da un tecnico qualificato e siano eseguiti controlli atti a verificare la corretta esecuzione della riparazione
112		3) Saldatura automatica a cordoni d'angolo o a piena penetrazione effettuata da entrambi i lati, ma contenente punti di interruzione/ripresa.  4) Saldatura automatica a piena penetrazione su piatto di sostegno, non contenente punti di interruzione/ripresa	4) Se il dettaglio contiene punti di interruzione/ripresa, si deve far riferimento alla classe 100
100		5) Saldatura manuale a cordoni d'angolo o a piena penetrazione  6) Saldatura a piena penetrazione manuale o automatica eseguita da un solo lato, in particolare per travi a cassone	5) e 6) Deve essere assicurato un corretto contatto tra anima e piattabanda. Il bordo dell'anima deve essere preparato in modo da garantire una penetrazione regolare alla radice, senza interruzioni
100		7) Saldatura a cordoni d'angolo o a piena penetrazione, manuale o automatica, appartenente ai dettagli da 1) a 6) riparata	In caso di adozione di metodi migliorativi mediante molatura eseguita da tecnici qualificati, integrati da opportuni controlli, è possibile ripristinare la classe originaria
80		8) Saldatura longitudinale a cordoni d'angolo a tratti	$\Delta\sigma$ riferiti alle tensioni nella piattabanda
71		9) Saldatura longitudinale a piena penetrazione, a cordoni d'angolo e a tratti, con lunette di scarico di altezza non maggiore di 60 mm. Per lunette di altezza maggiore vedere dettaglio 1) della tabella C4.2.XX)	$\Delta\sigma$ riferiti alle tensioni nella piattabanda
125 (a) 112 (b) 90 (c)		10) Saldatura longitudinale a piena penetrazione	(a) Entrambe le facce molate in direzione degli sforzi e controlli non distruttivi al 100% (b) Come saldata, assenza di interruzioni/riprese (c) Con interruzioni/riprese

### 3.1.1.1. Verifica a fatica

La verifica a fatica a vita illimitata è la seguente:

$$\Delta\sigma_{sd} < \frac{\Delta\sigma_{Rd}}{\gamma_M}$$

dove:

$\Delta\sigma_{sd}$  è l'escursione di tensione (effettiva o equivalente allo spettro di tensione) prodotta dalle azioni cicliche di progetto che inducono fenomeni di fatica con coefficiente parziale  $\gamma_F = 1$ , nel caso l'azione sia un carico certo e non soggetto a errori di valutazione, altrimenti se ne tiene conto utilizzando un coefficiente parziale correttivo  $\gamma_F \neq 1$ ;

$\Delta\sigma_{Rd}$  la resistenza a fatica per la relativa categoria dei dettagli costruttivi, desumibile dalle curve S-N di resistenza a fatica, per il numero totale di cicli di sollecitazione N applicati durante la vita di progetto richiesta;

$\gamma_M$  coefficiente parziale definito in base alla tabella seguente.

Criteri di valutazione	Conseguenze della rottura	
	Conseguenze moderate	Conseguenze significative
Danneggiamento accettabile	$\gamma_M = 1,00$	$\gamma_M = 1,15$
Vita utile a fatica	$\gamma_M = 1,15$	$\gamma_M = 1,35$

Le curve S-N reperibili in letteratura sono riferite ai valori nominali delle tensioni.

Per i dettagli costruttivi dei quali non sia nota la curva di resistenza a fatica le escursioni tensionali posso riferirsi alle tensioni geometriche o di picco, cioè alle tensioni principali nel metallo base in prossimità della potenziale lesione, secondo le modalità e le limitazioni **specifiche del metodo, nell'ambito della meccanica della frattura.**

### 3.1.1.2. Verifica a fatica dei giunti saldati a cordone d'angolo

La tensione nominale da utilizzarsi nelle verifiche a fatica di saldature a cordone d'angolo o a parziale penetrazione (EN 1993-1-8) fa riferimento alla tensione sopportata dalla sezione di gola efficace della saldatura. Per sezione di gola efficace si intende la filettatura doppia come mostrato in **Fig.3.1** (i.e.  $w = 2a$ ).

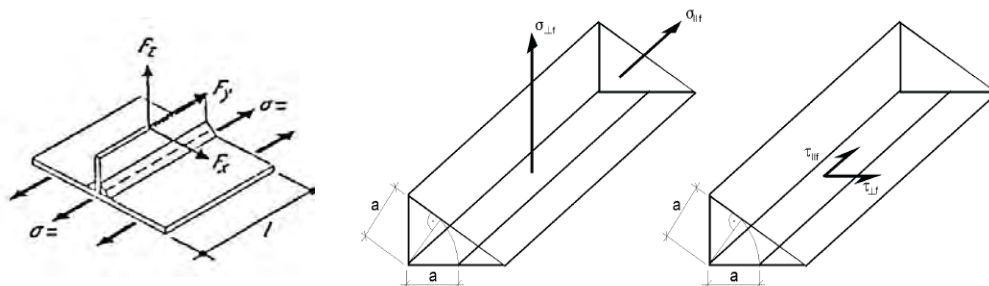


Fig.3.1: Tensioni sulla sezione di gola della saldatura.

Tensione nominale assiale:

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2} \quad \text{con } \sigma_{\perp} = \frac{F_z}{w l}$$

Tensione nominale tangenziale:

$$\tau_w = \tau_{\parallel} = \frac{F_y}{w l}$$
$$\tau_w = \tau_{\perp} = \frac{F_x}{w l}$$

Le forze risultanti sono definite in modo tale che i momenti causati da  $F_x$  e  $F_y$  possano essere trascurati.

### 3.1.2. *Det Norske Veritas (DNV) e International Institute of Welding (IIW)*

La più sperimentale **normativa DNV** (sviluppata principalmente per l'industria navica e per le strutture off-shore) e le linee guida dell'**IIW** adottano l'approccio alle tensioni nominali fin qui presentato per EC3 e NTC'08 ma con delle lievi modifiche:

- le curve S-N risultano bilineari anziché trilineari e il cambio di pendenza è univocamente posto in corrispondenza a  $N=10^7$  cicli;
- i tratti orizzontali delle curve sono sostituiti con tratti a pendenza costante sulla base di prove sperimentali che dimostrano che, soprattutto ad elevati cicli, una resistenza a fatica del tutto costante non è realistica;
- viene introdotto un fattore correttivo che tiene in considerazione lo spessore delle piastre (nel caso di dettagli saldati) e in particolare riduce il bonus di resistenza delle piastre di piccolo spessore (inferiore a 25 mm).

Di seguito si riporta per esteso solo l'approccio adottato dalla DNV in quanto l'approccio dell'IIW è del tutto simile.

Basandosi sulle curve S-N, la norma applica la seguente equazione sperimentale che mette in relazione tensione e numero di cicli a fatica:

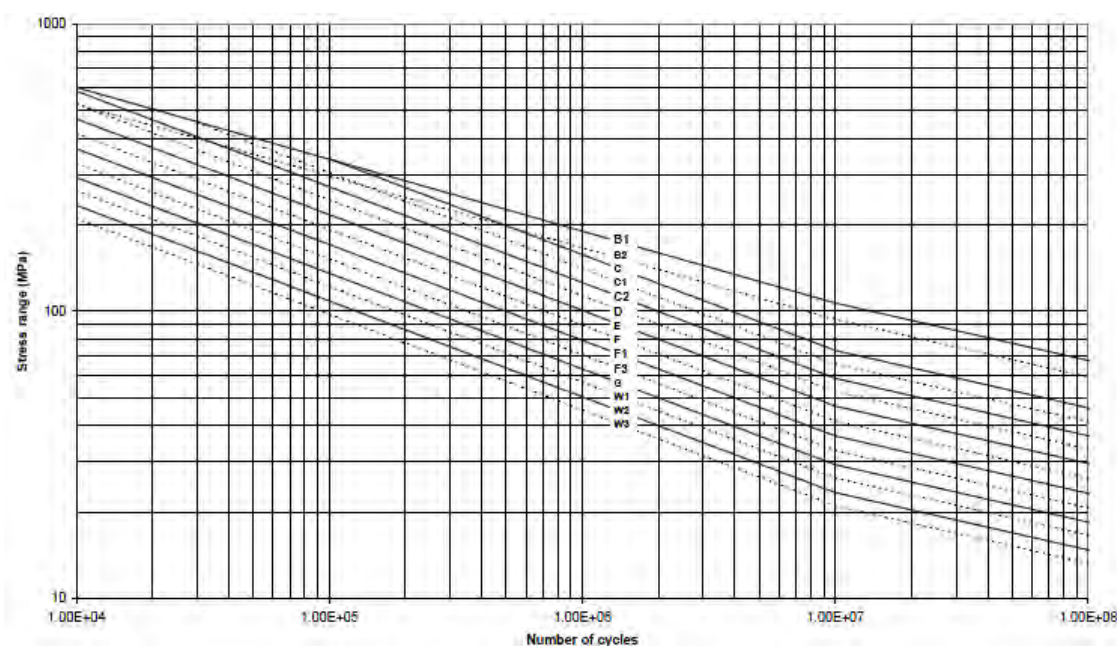
$$\log N = \log \bar{a} - m \log \left( \Delta \sigma \left( \frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right)$$

dove, con riferimento alla tabella sottostante, i termini hanno il seguente significato:  $m$  è il coefficiente angolare delle curve di resistenza a fatica avente valore 3 e/o 5;

$\log \bar{a}$  è l'intercetta dell'asse delle ordinate con la curva di riferimento;  $t_{ref}$  è lo spessore di riferimento pari a 25 mm per giunti saldati non tubolari, 32 mm per tubolari;  $t$  è lo spessore della piastra soggetta all'avanzamento della rottura ed è assunto pari a  $t_{ref}$  per  $t$  inferiore a  $t_{ref}$ ;  $k$  è un esponente correttivo dello spessore.

S-N curve	$N \leq 10^7$ cycles		$N > 10^7$ cycles $\log \bar{a}_2$ $m_2 = 5.0$	Fatigue limit at $10^7$ cycles *)	Thickness exponent $k$
	$m_1$	$\log \bar{a}_1$			
B1	4.0	15.117	17.146	106.97	0
B2	4.0	14.885	16.856	93.59	0
C	3.0	12.592	16.320	73.10	0.15
C1	3.0	12.449	16.081	65.50	0.15
C2	3.0	12.301	15.835	58.48	0.15
D	3.0	12.164	15.606	52.63	0.20
E	3.0	12.010	15.350	46.78	0.20
F	3.0	11.855	15.091	41.52	0.25
F1	3.0	11.699	14.832	36.84	0.25
F3	3.0	11.546	14.576	32.75	0.25
G	3.0	11.398	14.330	29.24	0.25
W1	3.0	11.261	14.101	26.32	0.25
W2	3.0	11.107	13.845	23.39	0.25
W3	3.0	10.970	13.617	21.05	0.25
T	3.0	12.164	15.606	52.63	0.25 for SCF $\leq$ 10.0 0.30 for SCF $>$ 10.0

Le curve S-N per tensioni normali sono rappresentate nella figura seguente.



Andamento delle curve S-N per tensioni normali, secondo DNV.

Nel caso di combinazione di sforzi normali e tangenziali, le normative trattate indicano in genere delle formule di interazione basate sulla regola di accumulo del danno di Palmgren-Miner per i carichi non proporzionali, mentre si fa riferimento alla massima tensione principale nel caso di carichi in fase.

### 3.1.3. *Proposta di valorizzazione del Metodo Nominale*

Appare importante la seguente osservazione: il Metodo Nominale proposto dalla normativa non tiene in alcun modo in considerazione l'effetto che ha, sulla resistenza a fatica, il tipo di andamento della tensione nello spessore dei piatti.

La tensione nominale considerata nella verifica, nel caso di una piastra soggetta ad una forza esterna  $F$  e ad un momento flettente  $M$ , viene infatti calcolata alla Navier ovvero mediante:

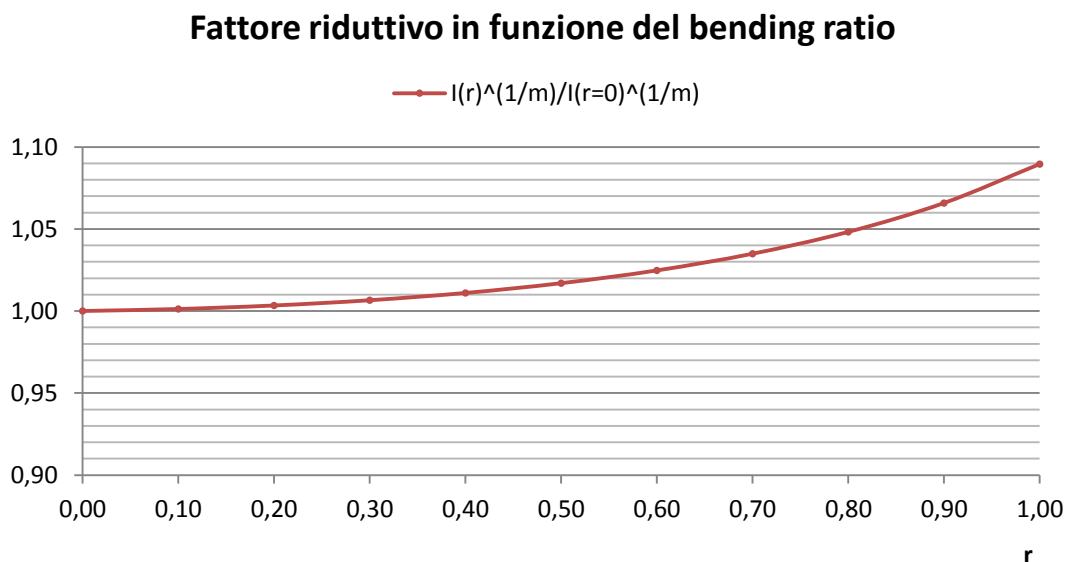
$$\sigma_{nom} = \frac{F}{t \cdot l} + \frac{6 \cdot M}{t^2 \cdot l}$$

con  $t$  ed  $l$  rispettivamente spessore e lunghezza del piatto, senza prendere in considerazione il reale andamento "a farfalla" della tensione nello spessore.

La presenza di un intaglio, quale, ad esempio, il cordone di saldatura di un fazzoletto irrigidente, provoca un incremento di rigidità localizzato sulla superficie della piastra di base e la deviazione del flusso di tensioni verso quest'ultima. Il risultato è che anche in presenza di sola forza esterna  $F$  di trazione o compressione (e quindi in assenza di momento flettente  $M$ ) nasce un andamento "a farfalla" della tensione nello spessore al piede del cordone di saldatura. Tale andamento viene trascurato a favore di sicurezza considerando la tensione massima (ovvero quella superficiale) come parametro sollecitante. Questa assunzione, certamente cautelativa, si ritiene sia una delle cause del sovradimensionamento che si verifica nella progettazione quando si procede all'uso del Metodo Nominale (vedi analisi riportate nel §4). Una potenziale cricca che si inneschi al piede del cordone di saldatura propaga evidentemente più lentamente nel caso in cui la tensione nello spessore abbia un andamento "a farfalla" (i.e. nel suo cammino incontra materiale soggetto a tensione via via inferiore) rispetto al caso in cui la tensione nello spessore sia costante e pari al valore massimo.

La proposta che si fa nella presente tesi è di valorizzare il Metodo Nominale (nel rispetto delle normative) considerando l'andamento della tensione nello spessore con un approccio tipico della Meccanica della Frattura (approccio previsto dalle normative). Questo può essere fatto riducendo la tensione nominale calcolata alla Navier con il fattore  $I(r)^{1/m}$  presentato nel (§2.2.4.1) in relazione al Metodo Structural Stress, in funzione del *bending ratio*  $r$ . Poiché il fattore  $I(r)^{1/m}$  racchiude altri effetti (come l'effetto di intaglio) già considerati nel Metodo Nominale mediante la scelta della curva S-N di riferimento, è necessario normalizzare tale fattore in modo tale che valga 1 per  $r=1$ , al fine di cogliere il solo effetto del tipo di tensione al

variare di  $r$ . La proposta è quella di normalizzare la formulazione di  $I(r)^{1/m}$  fornita dall'ASME (vedi §3.3.2), ottenendo una riduzione della tensione pari a circa il 9% nel caso di pura sollecitazione flessionale. L'andamento del fattore riduttivo così calcolato è di seguito riportato:



La proposta di considerare meno gravosa la sollecitazione flessionale rispetto a quella membranale sarà oggetto delle analisi condotte al §4.1.1 ed è supportata, oltre che dall'evidenza sperimentale, dalle seguenti considerazioni:

- la UNI 7670 "Meccanismi per apparecchi di sollevamento" del 1988 concepisce il seguente concetto: la resistenza a fatica del materiale base, a parità di tensione nominale applicata, è funzione del tipo di sollecitazione; sulla base dell'evidenza sperimentale, la condizione di carico più gravosa è la trazione assiale mentre la meno gravosa è la flessione piana. Tuttavia tale normativa non autorizza in alcun modo un incremento della resistenza a fatica in funzione del tipo di sollecitazione.
- la ISO 16881-1 "Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure" del 2005 all'annesso B recita: "nelle analisi a fatica l'effetto della tensione locale può essere ridotto, perché la resistenza a fatica per flessione è tipicamente superiore del 30-60% rispetto a quella per trazione, a parità di dettaglio".
- la DNV "Fatigue design of offshore steel structures" del 2010 afferma che nel caso di elevata componente flessionale quest'ultima può essere ridotta mediante un fattore moltiplicativo pari a 0,6. Tale riduzione si spiega con la redistribuzione dei carichi verso altre aree durante il processo di crescita di una cricca, il cui apice avanza in una zona con tensione via via inferiore.

## 3.2. Normative con le Tensioni di Hot Spot

### 3.2.1. *Det Norske Veritas (DNV) e International Institute of Welding (IIW)*

Le trattazioni proposte da IIW e DNV prevedono la possibilità di applicazione del metodo Hot Spot per la determinazione delle tensioni e trovano il loro utilizzo nel calcolo a fatica di unioni saldate con cordone di saldatura o con punti di saldatura (spot weld). Il termine Hot Spot definisce infatti il punto critico alla base del cordone **di saldatura dove si prevede l'inizio della cricca per fatica e il campo di applicazione si limita** generalmente ai casi di carico che producono uno stato di tensione prevalentemente trasversale al cordone. La predizione della vita a fatica è affidata alle curve S-N riferite alla tensione di Hot Spot ovvero a delle specifiche classi di fatica (FAT). Nel caso di utilizzo delle curve S-N riferite alla tensione nominale, è necessario utilizzare dei coefficienti di concentrazione delle tensioni (SCF), dati dal rapporto tra tensioni nominali e tensioni di hot spot:

$$\sigma_{hot\ spot} = SCF \cdot \sigma_{nominal}$$

Il calcolo della vita a fatica è poi del tutto analogo al metodo basato sulle tensioni nominali.

Rispetto ai metodi basati sulle tensioni nominali, **l'utilizzo delle tensioni di Hot Spot** permette di considerare gli effetti dovuti alla variazione dimensionale dei dettagli geometrici, **che possono avere un'importanza considerevole nella previsione del** comportamento a fatica.

Le tensioni di Hot Spot risultano quindi dipendenti da:

- lo spessore del materiale di base;
- la curvatura del cordone di saldatura.

I metodi basati sulle tensioni di Hot Spot risultano in genere più allineati con i risultati sperimentali rispetto ai metodi basati sulle tensioni nominali e permettono di analizzare casi più complessi.

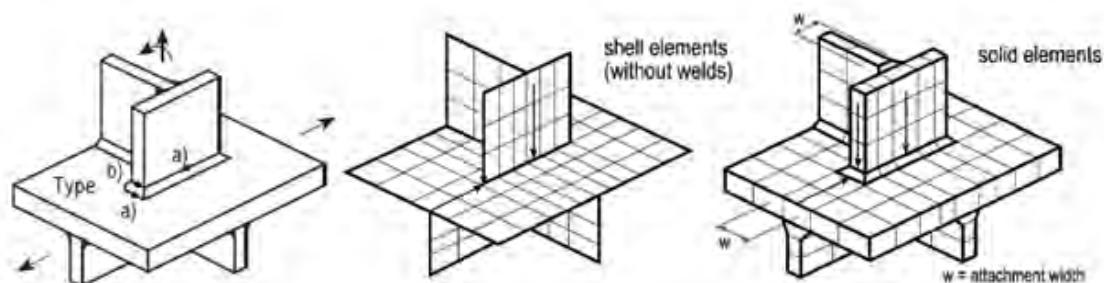
In questo contesto appare evidente come diventi di fondamentale importanza la corretta modellazione agli elementi finiti del dettaglio considerato. Per questo motivo, ai fini di una corretta determinazione delle tensioni, entrambe le normative considerate fanno riferimento a precise regole di modellazione. A seconda delle **necessità è consentito l'utilizzo sia di elementi shell/plate sia di elementi solidi.**



Qualora si faccia ricorso ad elementi 2D, per meglio cogliere le variazioni di tensione (soprattutto in presenza di forti gradienti tensionali), **si consiglia l'uso di elementi a 8 nodi disposti nel piano medio dell'elemento strutturale.** Nei modelli più semplificati è possibile non modellare i cordoni di saldatura, modellazione che invece si rende necessaria qualora siano presenti effetti di inflessione locale accentuati (ad es. saldatura tra piatti sfalsati o saldature adiacenti molto ravvicinate). Nel caso in cui si **scelga di rappresentare l'effetto della saldatura, la modellazione del cordone può** avvenire mediante elementi shell/plate inclinati aventi opportuno spessore (solitamente pari alla sezione di gola), mediante rigid link o mediante un incremento di spessore dei piatti saldati in corrispondenza degli elementi sottesi dalla saldatura. **Nell'utilizzo di elementi shell/plate** è intrinseca la linearizzazione della tensione nello spessore e di conseguenza la soppressione del picco tensionale (notch stress) al piede della saldatura; la tensione di hot spot viene solitamente determinata con riferimento a specifici punti e mediante estrapolazione lineare o quadratica (vedi **Fig.3.2**).

Qualora, in particolare per modelli complessi, si faccia ricorso ad elementi 3D, si **consiglia l'uso di elementi isoparametrici a 20 nodi** che permettono di disporre un unico elemento nello spessore dei piatti saldati e al contempo di cogliere gradienti di tensione elevati.

Nel caso in cui la tensione di Hot Spot sia determinata mediante estrapolazione, le direzioni di estrapolazione e i punti di interesse, definiti Hot Spot di tipo **a)** e di tipo **b)** a seconda della geometria del giunto saldato e del tipo di sollecitazione, sono indicati dalla normativa (vedi **Fig.3.2**). Se la saldatura non è modellata, **l'extrapolazione deve essere riferita al punto di intersezione dei piatti saldati, al fine** di non sottostimare la tensione a causa del mancato contributo di rigidità del cordone.



*Fig.3.2: Definizione dei punti di Hot Spot e delle relative direzioni di estrapolazione per dettagli composti da piatti saldati.*

Nel seguito si riportano le regole di estrapolazione nel caso di Hot Spot di **tipo a)**:

- 1) nel caso di mesh avente elementi di lato non superiore a  $0,4t$  (dove  $t$  è lo spessore del piatto di base) nella zona circostante l'Hot Spot ed estrapolazione lineare, la valutazione della tensione deve essere fatta in corrispondenza di due punti posti rispettivamente a distanza di  $0,4t$  e  $1,0t$  dall'Hot Spot:

$$\sigma_{hs} = 1,67 \cdot \sigma_{0,4t} - 0,67 \cdot \sigma_{1,0t}$$

- 2) nel caso di mesh come al punto 1) ma estrapolazione quadratica (consigliata in presenza di forti non linearità della distribuzione tensionale), la valutazione della tensione deve essere fatta in corrispondenza di tre punti posti rispettivamente a distanza di  $0,4t$ ,  $0,9t$  e  $1,4t$  dall'Hot Spot:

$$\sigma_{hs} = 5,52 \cdot \sigma_{0,4t} - 2,24 \cdot \sigma_{0,9t} + 0,72 \cdot \sigma_{1,4t}$$

- 3) nel caso di mesh rada e avente elementi del secondo ordine, di lato pari allo spessore del piatto di base, la valutazione delle tensioni deve essere fatta rispettivamente a distanza di  $0,5t$  e  $1,5t$  dall'Hot Spot e in corrispondenza dei nodi medi dei lati degli elementi:

$$\sigma_{hs} = 1,5 \cdot \sigma_{0,5t} - 0,5 \cdot \sigma_{1,5t}$$

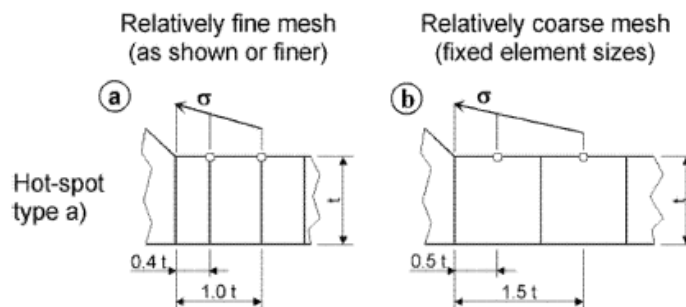


Fig.3.3: Estrapolazione lineare superficiale per Hot Spot di tipo a), nei due casi di mesh raffinata e mesh rada.

Si riportano di seguito le regole per il caso di Hot Spot di **tipo b)**:

- 4) nel caso di mesh raffinata con elementi non più grandi di 4 mm si valuta la tensione su tre punti rispettivamente a distanza di 4 mm, 8 mm e 12 mm e l'extrapolazione è di tipo quadratica:

$$\sigma_{hs} = 3 \cdot \sigma_{4\text{ mm}} - 3 \cdot \sigma_{8\text{ mm}} + \sigma_{12\text{ mm}}$$

- 5) nel caso di mesh grossolana con elementi di ordine superiore aventi dimensioni pari a 10 mm si valuta la tensione nei punti che stanno nel centro dei primi due elementi, cioè a 5 mm e a 15 mm, infine l'extrapolazione è di tipo lineare:

$$\sigma_{hs} = 1,5 \cdot \sigma_{5mm} - 0,5 \cdot \sigma_{15mm}$$

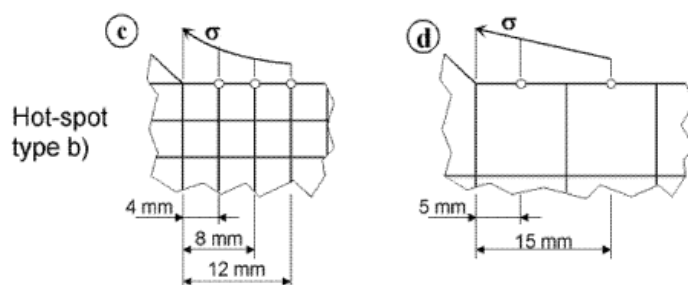


Fig.3.4: Estrapolazione quadratica e lineare superficiale per Hot Spot di tipo b), nei due casi di mesh raffinata e mesh rada.

Come si evince da quanto visto finora il metodo dell'Hot Spot si divide in due tipi (Niemi, 1995):

- Hot Spot di tipo a): è studiata la saldatura sulla superficie del piatto (plate);
- Hot Spot di tipo b): è studiata la saldatura sul bordo del piatto (plate).

Il caso di studio in esame in questa tesi rientra nell'Hot Spot di tipo a) per cui verrà d'ora in poi smesso di riportare l'Hot Spot di tipo b).

### 3.2.1.1. Verifica di fatica

Come per le tensioni nominali anche per le tensioni nominali modificate o per le tensioni geometriche valgono i seguenti limiti (vedi EC 1993-1-9):

$$\Delta\sigma \leq 1,5 f_y \quad ; \quad \Delta\tau \leq 1,5 \frac{f_y}{\sqrt{3}}$$

La verifica a fatica è soddisfatta se le tensioni rispettano la seguente disuguaglianza:

$$\Delta\sigma_{sd} \cdot \gamma_F \leq \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}}$$

dove:

$\Delta\sigma_{sd}$  per tensioni nominali modificate o per tensioni geometriche (Hot Spot) può essere determinato come segue:

$$\Delta\sigma_{sd} \cdot \gamma_F = K_f \cdot (\Delta\sigma_{sd}^* \cdot \gamma_F)$$

dove:  $\Delta\sigma_{sd}^* \cdot \gamma_F$  è l'intervallo di tensione di progetto calcolata con il modello semplificato (modello beam o truss);  $K_f$  è il fattore di concentrazione, il cui valore può essere preso dalla letteratura o calcolato attraverso un appropriato modello agli elementi finiti;

$\Delta\sigma_c$  è la resistenza a fatica per la relativa categoria di dettagli costruttivi, desumibile dalle curve S-N di resistenza a fatica: varia in base al numero totale di cicli di sollecitazione N applicati durante la vita di progetto richiesta;

$\gamma_M, \gamma_F$  sono coefficienti scelti, rispettivamente, in base al grado di danneggiamento dell'elemento e all'aleatorietà del carico.

### 3.3. Normative con le Tensioni Strutturali

#### 3.3.1. ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec.VIII Div.2

Il metodo proposto da P. Dong e dal Battelle Institute è stato ufficialmente riconosciuto nel 2007 e adottato dalla normativa americana ASME *Boiler & Pressure Vessel Code* Section VIII Div.2. Il metodo come presentato in precedenza si propone di risolvere il problema del calcolo a fatica di componenti saldati attraverso lo sviluppo di una procedura generale valida per ogni tipo di geometria e insensibile alla raffinatezza della mesh. La normativa ASME, adottando tale metodo, per prima risolve inoltre un problema tipico di ogni altro codice, ovvero quello della scelta (peraltro spesso soggettiva) del dettaglio di riferimento per i calcoli a fatica (e quindi della classe di fatica): viene proposta infatti un'unica curva S-N valida per ogni tipologia di dettaglio e definita Master S-N Curve. Tale proposta è giustificata da numerosi test a fatica, diversi per tipologia di giunto e modalità di carico, che dimostrano come i risultati in termini di parametro Equivalent Structural Stress siano effettivamente allineati lungo una retta (vedi **Fig.3.5**) con una dispersione molto limitata, in particolare se confrontata con i corrispondenti risultati in termini di Nominal Stress.

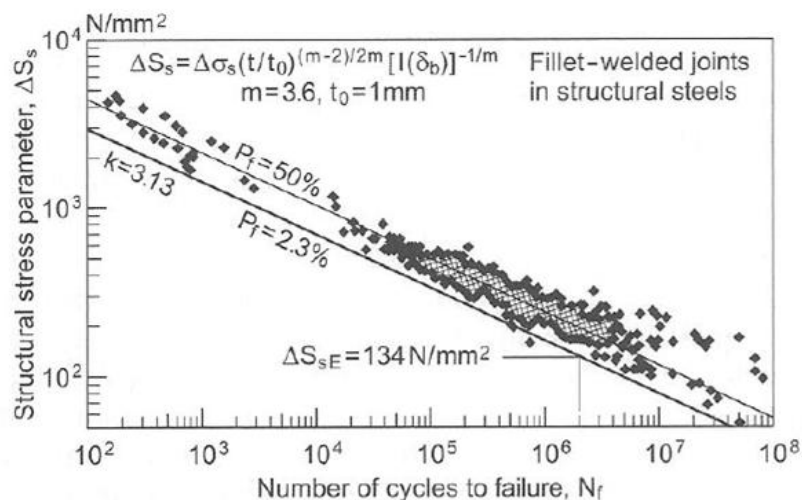


Fig.3.5: Distribuzione dei valori di Tensione Strutturale in funzione del numero di cicli a rottura. Si nota come i risultati siano disposti lungo una retta e come la dispersione sia decisamente contenuta.

Il calcolo della vita a fatica è definito a partire dal valore della tensione Structural Stress e dalle sue componenti membranale e flessionale (vedi §2.2.4). La previsione di vita a fatica è poi basata su un parametro che mette in relazione la tensione Structural Stress, la condizione di carico e la geometria di un determinato dettaglio saldato con la Master Curve. Tale parametro è definito Equivalent Structural Stress ( $\Delta S_{ESS}$ ).

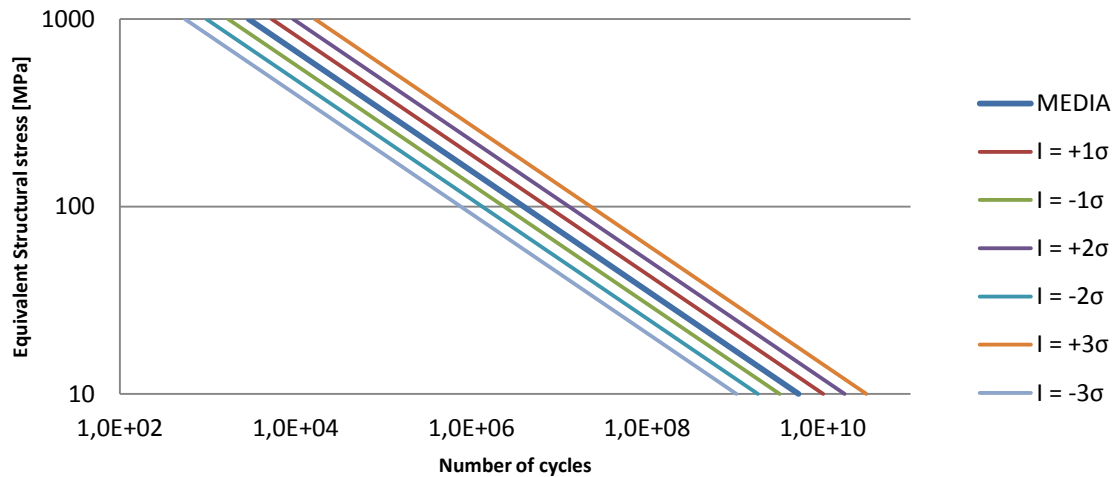
La formulazione della Master S-N Curve è la seguente:

$$N = \frac{f_I}{f_E} \left( \frac{f_{MT} \cdot C}{\Delta S_{ESS}} \right)^{\frac{1}{h}}$$

dove C e h sono le costanti definite per varie basi statistiche, presentate nella tabella sottostante;  $f_E$  è un parametro che prende in considerazione gli effetti ambientali e di corrosione ed è assunto pari a 4 in assenza di informazioni specifiche (nel presente studio è tuttavia assunto pari a 1 in quanto si ritiene che il dettaglio sia indagato in condizioni protette);  $f_{MT}$  è un coefficiente correttivo che tiene conto della temperatura di servizio (da applicare solo in caso di temperatura superiore a 21°C e materiale diverso da acciaio);  $f_I$  è un coefficiente che tiene conto della tecnologia di saldatura utilizzata.

<b>Base Statistica</b>	<b>C</b>	<b>h</b>
<b>Media</b>	<b>19930,2</b>	<b>0,3195</b>
Intervallo di confidenza sup. al 95% (+1 $\sigma$ )	23885,8	0,3185
Intervallo di confidenza inf. al 95% (-1 $\sigma$ )	16629,7	0,3185
Intervallo di confidenza sup. al 95% (+2 $\sigma$ )	28626,5	0,3185
Intervallo di confidenza inf. al 95% (-2 $\sigma$ )	13875,7	0,3185
Intervallo di confidenza sup. al 99% (+3 $\sigma$ )	34308,1	0,3185
Intervallo di confidenza inf. al 99% (-3 $\sigma$ )	11577,9	0,3185

Contrariamente alla maggior parte delle normative, **l'ASME non prevede un limite di resistenza costante a vita infinita** e quindi tutti i cicli di carico sono considerati dannosi. **L'andamento della Master Curve, al variare della base statistica e con l'assunzione di coefficienti  $f_I$ ,  $f_E$ ,  $f_{MT}$  unitari, è il seguente:**



Nella progettazione a fatica la normativa prevede di considerare la curva relativa all'intervallo di confidenza inferiore al 99% (-3σ) se non diversamente specificato; nel successivo capitolo si farà riferimento alla curva media in quanto l'intento non è la progettazione quanto la verifica di provini sperimentali.

Il parametro Equivalent Structural Stress ( $\Delta S_{ESS}$ ) è calcolato con la seguente formula:

$$\Delta S_{ess} = \frac{\Delta \sigma_s}{t_{ess}^{\frac{(2-m)}{2m}} \cdot I_m^{\frac{1}{m}} \cdot f_M}$$

dove:

- $\Delta \sigma_s$  è il range di variazione della tensione Structural Stress;
- $m$  è l'esponente riferito allo Stress Intensity Factor (K) nella legge di Paris modificata, che definisce la forma e la modalità di avanzamento della frattura ed è assunto pari a 3,6 (su proposta di P. Dong);
- $t_{ess}^{(2-m)/2m}$  è un parametro correttivo, derivante da principi della meccanica della frattura, e dipendente dallo spessore che contribuisce a ridurre la dispersione dei valori della tensione Structural Stress, dove, posto  $t$  lo spessore del piatto di base del dettaglio saldato, si ha:
 

$t_{ess} = 16 \text{ mm}$	per $t \leq 16 \text{ mm}$ ;
$t_{ess} = t$	per $16 \text{ mm} < t < 150 \text{ mm}$ ;
$t_{ess} = 150 \text{ mm}$	per $t \geq 150 \text{ mm}$ ;
- $I(r)$  è una funzione del rapporto  $r$  che permette di correggere lo Structural Stress in funzione del tipo di carico agente sul dettaglio studiato e vale:

$$I(r)^{\frac{1}{m}} = \frac{(1,23 - 0,364 \cdot r - 0,17 \cdot r^2)}{(1,007 - 0,306 \cdot r - 0,178 \cdot r^2)}$$

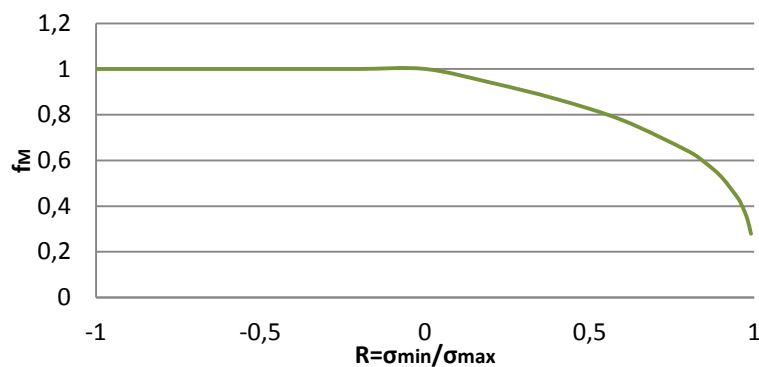
- $r$  è il rapporto tra la componente flessionale della tensione Structural Stress e il suo valore totale: tale parametro permette di considerare la componente non lineare di tensione dovuta agli effetti locali;
- $f_M$  è un coefficiente variabile minore o uguale a 1 che considera l'influenza sulla vita a fatica della media delle tensioni. Il suo valore è definito dalle seguenti relazioni:

$$f_{M,k} = (1 - R_k)^{\frac{1}{m_s}} \quad \text{for} \quad \begin{cases} \sigma_{mean,k} \geq 0.5S_{y,k}, \text{ and} \\ R_k > 0, \text{ and} \\ |\Delta\sigma_{m,k} + \Delta\sigma_{b,k}| \leq 2S_{y,k} \end{cases}$$

$$f_{M,k} = 1.0 \quad \text{for} \quad \begin{cases} \sigma_{mean,k} < 0.5S_{y,k}, \text{ or} \\ R_k \leq 0, \text{ or} \\ |\Delta\sigma_{m,k} + \Delta\sigma_{b,k}| > 2S_{y,k} \end{cases}$$

$$R_k = \frac{\sigma_{min,k}}{\sigma_{max,k}}$$

L'andamento del fattore correttivo  $f_M$  è meglio rappresentato dal seguente grafico:



Nel caso di sollecitazioni multiassiali la normativa ASME propone un criterio che consente di prendere in considerazione le azioni taglianti nel calcolo a fatica e un eventuale sfasamento tra  $\sigma$  e  $\tau$ .

La relazione utilizzata è sostanzialmente la legge di Von Mises modificata come segue:

$$\Delta S_S = \frac{1}{F(\delta)} \left[ \left( \frac{\Delta\sigma_S}{t^{(2-m)/(2m)} I(r)^{1/m}} \right)^2 + 3 \left( \frac{\Delta\tau_S}{t^{(2-m)/(2m)} I_\tau(r)^{1/m}} \right)^2 \right]^{0.5}$$

dove  $F(\delta)$  è una funzione che considera lo sfasamento tra le tensioni  $\sigma$  e  $\tau$ . Se entrambe le sollecitazioni possono essere descritte da una funzione sinusoidale, si ha:

$$F(\delta) = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ 1 + \left[ 1 - \frac{12 \Delta\sigma_k^2 \cdot \Delta\tau_k^2 \cdot \sin^2(\delta)}{[\Delta\sigma_k^2 + 3 \Delta\tau_k^2]} \right]^{0.5} \right]^{0.5}$$

Qualora le tensioni siano in fase ( $\delta = 0^\circ$ ), la funzione ha valore massimo e pari all'unità; all'aumentare dell'angolo di fase il valore della funzione diminuisce fino al minimo di  $1/\sqrt{2}$ . Tale valore minimo potrebbe essere assunto in maniera conservativa e ignorando pertanto l'angolo di fase tra le tensioni.

### 3.3.2. *Approccio dell'ASME vs P. Dong e Battelle Institute*

Si fa qui presente che il metodo proposto da P. Dong è stato recepito dalla normativa ASME con alcune modifiche che riguardano essenzialmente la formulazione della Master Curve, l'introduzione di una correzione plastica (nella presente tesi non trattata), la considerazione dell'effetto dello spessore delle piastre saldate e della tensione media nella determinazione del parametro  $\Delta S_{ESS}$ , la modalità di linearizzazione delle forze nodali. Tali modifiche rendono in generale più conservativo l'approccio dell'ASME rispetto a quello originariamente proposto da Dong. Quest'ultimo differisce peraltro da un terzo approccio, ovvero quello proposto dal Joint Industry Program (JIP) del Battelle Institute (Ohio).

Nel seguito sono presentate queste differenze e nel capitolo successivo si cercherà di valutare il peso che queste possono avere sui risultati delle analisi.

1. Ciò che principalmente distingue i tre approcci è la funzione  $I(r)$  utilizzata per il calcolo della vita a fatica. Essa differisce da quella sopra riportata e presente nell'ASME e vale:

$$I(r)^{\frac{1}{m}} = (0,294 \cdot r^2 + 0,846 \cdot r + 24,815)^{\frac{1}{m}}$$

secondo il Bulletin 474 del Welding Research Council (WRC) e Dong;

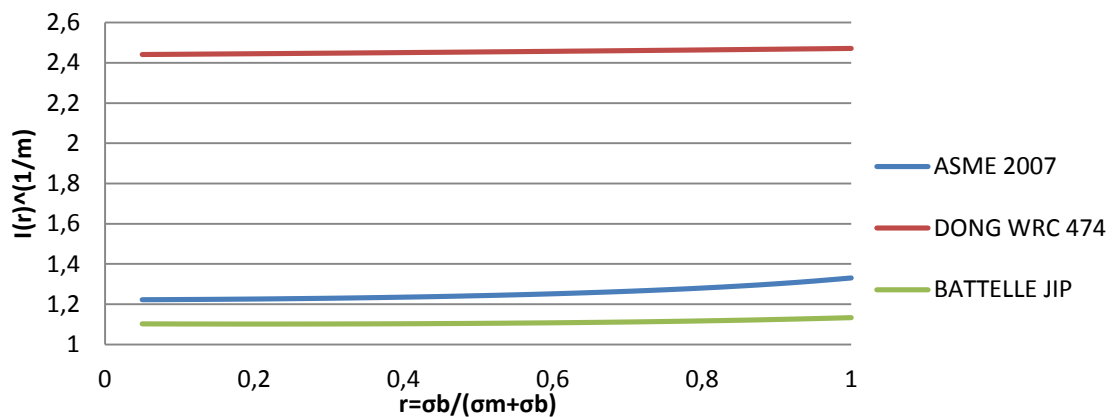
mentre vale:

$$I(r)^{\frac{1}{m}} = (-0,0732 \cdot r^6 + 0,2132 \cdot r^5 - 0,2063 \cdot r^4 + 0,091 \cdot r^3 + 0,0193 \cdot r^2 - 0,014 \cdot r + 1,1029)$$

secondo il Battelle JIP.

Nel grafico seguente sono rappresentati gli andamenti delle tre funzioni proposte al variare di  $r$ .





2. Il parametro Equivalent Structural Stress  $\Delta S_{ESS}$  nel metodo originariamente proposto è calcolato con la seguente formula:

$$\Delta S_{ess} = \frac{\Delta \sigma_s}{\left(\frac{t}{t_0}\right)^{\left(\frac{2-m}{2m}\right)} \cdot I_m^{\frac{1}{m}}}, \quad \text{dove } t_0 = 1 \text{ mm}$$

Non è previsto quindi il fattore  $f_M$  che considera l'influenza sulla vita a fatica della media delle tensioni e non è considerata l'influenza dello spessore: il significato di  $t/t_0$  è semplicemente quello di ottenere un parametro Equivalent Structural Stress avente l'unità di misura di  $N/mm^2$  ovvero una tensione.

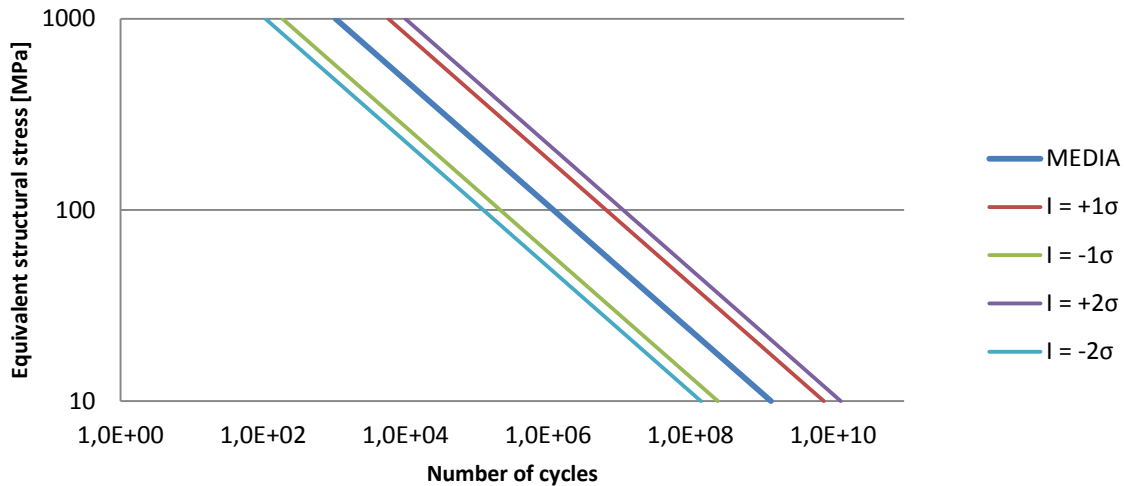
3. La formulazione della Master S-N Curve sulla base del WRC 474 Bulletin (la prima curva proposta da Dong) differisce leggermente della curva proposta dall'ASME ed è la seguente:

$$\log N = B \cdot \log \Delta S_{ESS} + A$$

dove i coefficienti A e B sono le costanti definite per varie basi statistiche, presentate nella tabella sottostante:

Base Statistica	A	B
<b>Media</b>	<b>12,185448</b>	<b>-3,055853</b>
Intervallo di confidenza sup. al 95% (+1σ)	12,9285869	-3,055853
Intervallo di confidenza inf. al 95% (-1σ)	11,4423091	-3,055853
Intervallo di confidenza sup. al 95% (+2σ)	13,166404	-3,055853
Intervallo di confidenza inf. al 95% (-2σ)	11,2044912	-3,055853

L'andamento della Master Curve proposta da Dong al variare della base statistica è il seguente:



Sostanzialmente la curva proposta da Dong differisce per base statistica e per l'assenza dei coefficienti correttivi ma non per campo di applicazione o metodo di utilizzo.

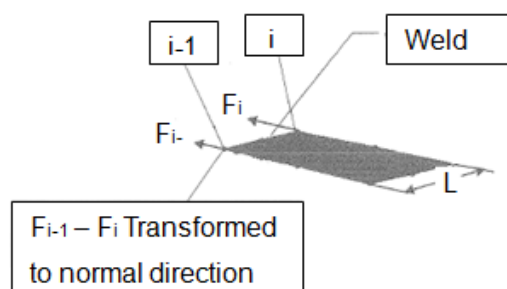
4. Ulteriore differenza sostanziale si ha nella fase di linearizzazione delle tensioni e in particolare nella modalità di post-processing delle forze nodali. La normativa ASME recepisce la procedura proposta da P. Dong (vedi **§2.2.4**), che prevede il calcolo delle forze di linea  $f_i$  lungo il cordone di saldatura a partire dalle forze nodali  $F_i$ , mediante soluzione del sistema:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \cdot \\ \cdot \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & 0 & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{(l_1+l_2)}{3} & \frac{l_2}{6} & 0 \\ 0 & \frac{l_2}{6} & \frac{(l_2+l_3)}{3} & \frac{l_3}{6} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \dots & \dots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \cdot \\ \cdot \\ f_n \end{Bmatrix}$$

ma la semplifica riducendo l'interpolazione delle forze nodali a 3 soli nodi per volta, ovvero pesa la forza corrispondente al nodo  $i$ -esimo sulla base del nodo stesso e dei due nodi adiacenti (uno per parte rispetto al nodo  $i$ -esimo), cosicché, nel caso di elementi plate/shell a 4 nodi, si ha:

$$f_i = \frac{2(2F_i - F_{i-1})}{L} \quad e \quad f_2 = \frac{2(2F_{i-1} - F_i)}{L}$$

dove  $L$  è la lunghezza del lato dell'elemento, in accordo con la figura seguente.



Tale semplificazione rende il metodo più semplice e facilmente implementabile in un foglio di calcolo e si basa sulla considerazione che l'inversa della matrice sparsa soprastante (necessaria per la determinazione delle forze di linea) è una matrice piena ma presenta termini diagonali di entità dominante rispetto ai termini extradiagonali e questi ultimi vanno via via riducendosi allontanandosi dalla diagonale. A titolo di esempio, nel caso di matrice 6x6 e con l'assunzione di  $L=cost=1$ , si ha:

Matrice K ( $F=Kf$ )					
0,3333	0,1667	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,1667	0,6667	0,1667	0,0000	0,0000	0,0000
0,0000	0,1667	0,6667	0,1667	0,0000	0,0000
0,0000	0,0000	0,1667	0,6667	0,1667	0,0000
0,0000	0,0000	0,0000	0,1667	0,6667	0,1667
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,1667	0,3333

Matrice inversa $K^{-1}$ ( $f=K^{-1}F$ )					
3,4641	-0,9282	0,2488	-0,0670	0,0191	-0,0096
-0,9282	1,8565	-0,4976	0,1340	-0,0383	0,0191
0,2488	-0,4976	1,7416	-0,4689	0,1340	-0,0670
-0,0670	0,1340	-0,4689	1,7416	-0,4976	0,2488
0,0191	-0,0383	0,1340	-0,4976	1,8565	-0,9282
-0,0096	0,0191	-0,0670	0,2488	-0,9282	3,4641

Non si commette pertanto un grosso errore limitando l'interpolazione a tre soli nodi. Se si riduce quindi la matrice proposta da Dong a  $n=2$  e con l'assunzione di  $L=cost=1$ , si ritrova la formulazione proposta dall'ASME ovvero le formule di interpolazione sopra citate:

Matrice K ( $F=Kf$ )		Matrice inversa $K^{-1}$ ( $f=K^{-1}F$ )	
0,3333	0,1667	4,0000	-2,0000
0,1667	0,3333	-2,0000	4,0000

Si premette fin d'ora che, sulla base delle analisi condotte, questa semplificazione del metodo si paga non tanto in termini di errore sui risultati quanto più con una perdita di insensibilità alla raffinatezza della mesh nella zona del cordone di saldatura, insensibilità che dovrebbe essere alla base del metodo proposto da P. Dong.

Al fine di ottenere una procedura un po' più ricca di quella presentata nell'ASME ma volendo mantenere la semplicità di implementazione, ci si propone in questa sede di limitare l'interpolazione non a 3 bensì a 9 nodi, cioè di pesare la forza corrispondente al nodo  $i$ -esimo sulla base del nodo stesso e degli 8 nodi adiacenti (4 per parte rispetto al nodo  $i$ -esimo). Al variare del nodo di appoggio (nodo  $i$ ) lungo il cordone di saldatura e per  $n$  sufficientemente grande (i.e.  $n$  almeno pari a 10) si nota che i pesi relativi ai nodi su cui si basa l'interpolazione (nodo  $i-4, \dots, i+4$ ) rimangono costanti. Con l'assunzione di  $L=cost=1$  si possono usare quindi i seguenti coefficienti di interpolazione:

$N=i-4$	$N=i-3$	$N=i-2$	$N=i-1$	$N=i$	$N=i+1$	$N=i+2$	$N=i+3$	$N=i+4$
0,0089	-0,0333	0,1244	-0,4641	<b>1,7321</b>	-0,4641	0,1244	-0,0333	0,0089

Nell'ambito di questa semplificazione, appare evidente come non possano essere presi in considerazione i 4 nodi prossimi ai punti di estremità dei cordoni di saldatura (per mancanza di punti di appoggio); qualora si vogliano indagare tali zone si deve necessariamente ricorrere alla soluzione del sistema proposto da Dong.

I risultati ottenuti con questa proposta sono più precisi in termini numerici rispetto a quelli ricavati col metodo ASME ma soprattutto mantengono inalterata l'insensibilità alla mesh. Ai fini di un confronto, nelle analisi (vedi §4) sono stati implementati il metodo originariamente proposto da Dong, il metodo ASME e la suddetta proposta.

# 4. ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI E CONFRONTI

In questo capitolo si riportano i risultati delle analisi condotte su alcuni dettagli saldati classificati nelle principali normative al fine di poter fare un confronto tra i risultati ottenuti mediante l'applicazione dei metodi Structural–Hot Spot Stress e quelli del metodo Nominal Stress. In questo contesto, visto il ruolo determinante che ha il metodo degli elementi finiti nel calcolo delle tensioni, si è posta particolare attenzione alla valutazione degli effetti che possono avere la modellazione e la discretizzazione sulla qualità dei risultati.

Nello specifico, i dettagli presi in considerazione sono un giunto saldato di sovrapposizione tra due piastre, denominato *cover plate*, (Fig.4.1) e una piastra irrigidita mediante un fazzoletto saldato, denominato *gusset plate* (Fig.4.2). Quest'ultimo viene indagato nelle due diverse configurazioni di fazzoletto longitudinale e fazzoletto obliquo rispetto alla direzione di carico al fine di valutare l'effetto di uno stato di tensione multiassiale.

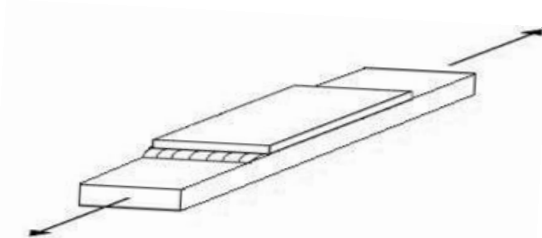


Fig.4.1: Cover plate

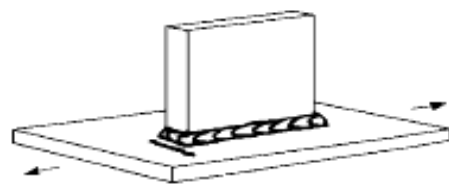


Fig.4.2: Gusset plate

Nelle indagini condotte vi sono i seguenti aspetti comuni:

- le analisi numeriche sono state effettuate in regime statico lineare;
- si è assunto come materiale di riferimento un acciaio avente modulo elastico  $E$  pari a 200000 MPa e coefficiente di Poisson  $\nu$  pari a 0,25;
- il rapporto di sollecitazione  $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$  è assunto pari a 0.

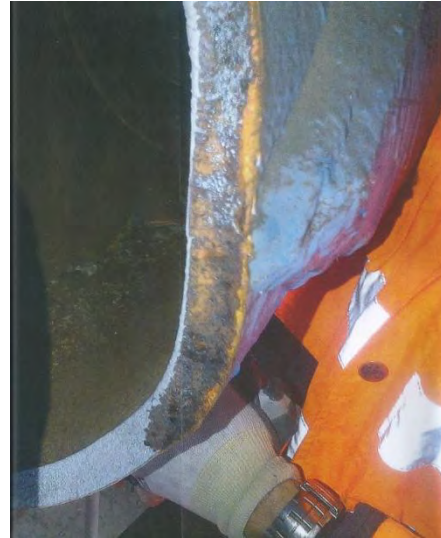
## 4.1. Cover plate

Il dettaglio qui analizzato trova frequenti applicazioni nel campo dell'ingegneria civile (rinforzi di lamiera, giunti di continuità...) e, a causa della singolarità che

introduce nel flusso tensionale (picco localizzato di tensione dovuto all'incremento di sezione), non di rado è stato responsabile di rotture o danneggiamenti strutturali per cedimento a fatica (**Fig.4.3 e Fig.4.4**). Diventa pertanto di fondamentale importanza una sua adeguata progettazione a fatica.

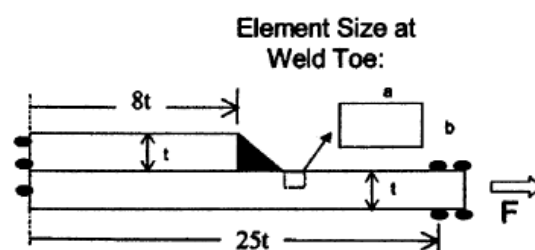


*Fig.4.3: Esempio di cedimento a fatica, in una struttura da ponte, indotto dalla presenza di un dettaglio tipo cover plate.*



*Fig.4.4: Dettaglio della rottura. Si nota il comportamento tipico di un cedimento a fatica: una zona di lento avanzamento della cricca (ossidata) e una zona di cedimento improvviso (pulita).*

Il modello analizzato (**Fig.4.5**) si compone di due piastre di spessore  $t=10$  mm e larghezza  $L=100$  mm saldate trasversalmente con un cordone d'angolo e sollecitate da uno sforzo di trazione di 100 MPa. La geometria e le condizioni di vincolo sono state scelte sulla base di un benchmark disponibile in un articolo pubblicato dall'**International Journal of Fatigue** (IJF) [1] che sarà anche usato a titolo di validazione delle procedure (vedi **§4.1.4**).



*Fig.2.5: Geometria del modello analizzato.*

Si sono considerate due tipologie di modellazione differenti: modello solido e modello a plate/shell. Nel primo caso, sfruttando l'uniformità trasversale del dettaglio per geometria e carico, si può modellare la sola sezione longitudinale tipo (che può quindi essere rappresentata con elementi bidimensionali) riducendo il comportamento globale del dettaglio ad uno stato piano di tensione (vedi **§4.1.1**). Nel secondo caso

si rappresenta la geometria del dettaglio nella sua interezza mediante modellazione con elementi plate/shell disposti nel piano medio dei piatti saldati (vedi §4.1.2).

La prima tipologia di modello viene sfruttata per l'applicazione dei metodi:

- metodo di Dong nella sua variante basata sulle tensioni (TTWT con  $\delta=t$ );
- metodo di Xiao-Yamada (1-mm stress);
- metodo Hot Spot con estrapolazione superficiale (LSE).

La seconda tipologia viene invece sfruttata per l'applicazione dei metodi:

- metodo Hot Spot con estrapolazione superficiale (LSE);
- metodo di Dong nella variante basata sulle forze equivalenti nodali.

#### 4.1.1. Modello solido

Si è analizzato il modello sulla base di 8 mesh variabili per dimensione degli elementi secondo il rapporto  $a/t$ , dove  $a$  è la lunghezza del lato dell'elemento (maglia quadrata) e  $t$  lo spessore delle piastre (Fig.4.6).

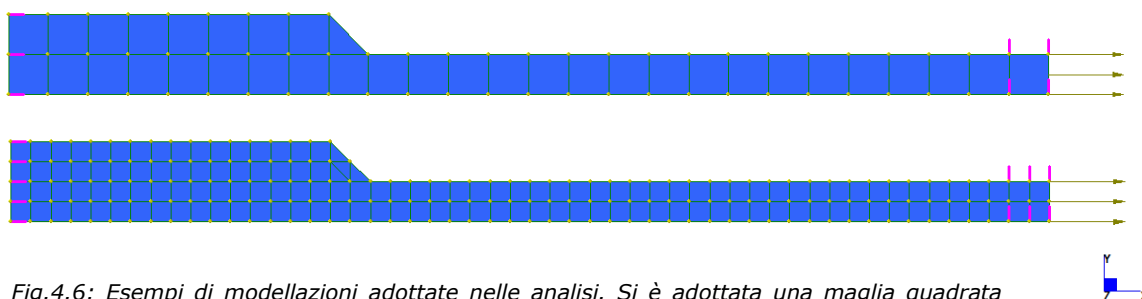


Fig.4.6: Esempi di modellazioni adottate nelle analisi. Si è adottata una maglia quadrata con elementi di lato pari a  $t$  (Mesh 1) sopra, con elementi pari a  $t/2$  (Mesh 2) sotto.

Data la simmetria del dettaglio considerato, nella modellazione se ne rappresenta una sola metà e il sistema di vincoli applicati prevede pertanto l'inibizione degli spostamenti lungo X nella sezione di simmetria. All'estremità opposta, la condizione di vincolo degli spostamenti lungo Y in due sezioni poste ad interasse  $t$  simula l'incastro indotto dalla presa dell'apparecchio di prova. Tutti gli spostamenti e le rotazioni fuori dal piano sono impediti dalla condizione di stato piano di tensione.

Si è scelto di non modellare la reale discontinuità tra le superfici di contatto dei due piatti saldati in accordo con il benchmark e con la considerazione che il picco tensionale localizzato al piede della saldatura non subisca apprezzabili variazioni,

dipendendo sostanzialmente dal solo incremento di rigidezza introdotto dall'allargamento di sezione.

Per ciascuna discretizzazione si sono calcolati i valori di tensione in termini di tensione principale  $S_{xx}$ , tensione tangenziale  $S_{xy}$  e in combinazione secondo Von Mises e Tresca. A partire da questi dati si sono ricavati i valori di tensione Structural Stress (Dong a  $\delta=t$ , vedi **Fig.4.7**), Hot Spot Stress (LSE) e 1-mm Stress. Questi ultimi sono stati calcolati solo per le mesh da 5 a 8 in quanto il metodo proposto da Xiao-Yamada presenta applicabilità riservata a discretizzazioni con elementi di lato pari o inferiore a 1 mm.

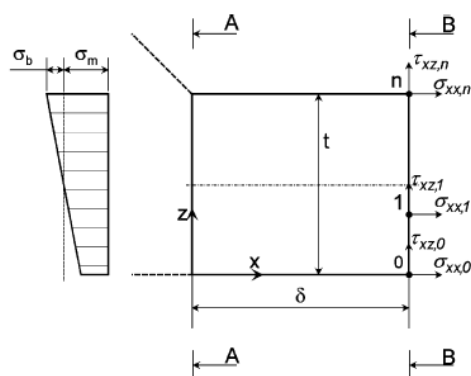
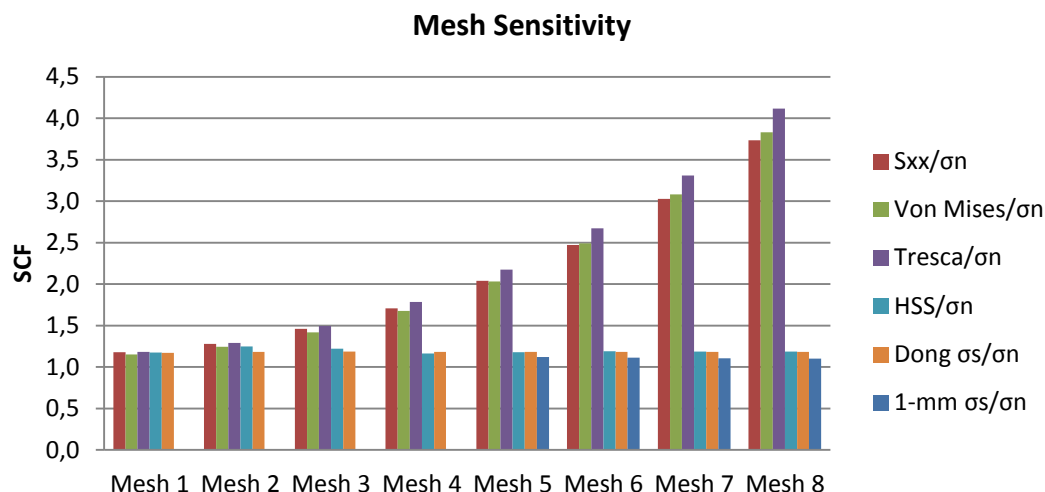


Fig.4.7: Approccio di Dong nella variante basata sulle tensioni nello spessore a  $\delta=t$ .

Di seguito sono riportati i risultati adimensionalizzati rispetto alla tensione nominale (SCF).

	a/t	Sxx/ $\sigma_n$	VonMises/ $\sigma_n$	Tresca/ $\sigma_n$	HSS/ $\sigma_n$	Dong $\sigma_s/\sigma_n$	1-mm $\sigma_s/\sigma_n$
<b>Mesh 1</b>	1,000	1,178688	1,152921	1,183217	1,1766273	1,1730182	/
<b>Mesh 2</b>	0,500	1,279648	1,243914	1,290827	1,2494925	1,1845544	/
<b>Mesh 3</b>	0,250	1,460167	1,419078	1,495301	1,2206000	1,187108	/
<b>Mesh 4</b>	0,125	1,708914	1,678429	1,786455	1,1638816	1,1841098	/
<b>Mesh 5</b>	0,063	2,039814	2,031506	2,173177	1,1806824	1,1828114	1,12181
<b>Mesh 6</b>	0,031	2,471002	2,492510	2,672643	1,1887122	1,1822684	1,11447
<b>Mesh 7</b>	0,016	3,026038	3,082988	3,309431	1,1872651	1,1819722	1,10622
<b>Mesh 8</b>	0,008	3,734423	3,832346	4,115944	1,1879310	1,1819722	1,10058





Si notano l'estrema dipendenza dal rapporto  $a/t$  dei valori di tensione principale  $S_{xx}$  e di combinazione e la quasi totale indipendenza della tensione Structural e Hot Spot Stress. Data la grande variabilità dei risultati, si può ben comprendere l'inaffidabilità dei criteri per la determinazione delle tensioni tradizionali quando si voglia andare ad indagare lo stato tensionale in prossimità di singolarità geometriche. Tale imprecisione infatti, esaltata dalla relazione esponenziale che nelle principali normative lega lo stato tensionale con la vita a fatica, può portare a una stima estremamente scorretta di quest'ultima.

Nel seguito vengono riportati i risultati in termini di vita a fatica basati sulle tensioni Hot Spot Stress (LSE), Structural Stress (Dong) e 1-mm Stress e si procede inoltre ad un confronto tra gli approcci proposti dalle normative EC3-NTC'08, IIW e DNV dove:

- in termini di approccio Hot Spot, il dettaglio in esame viene classificato come FAT 100 da EC3 e IIW, mentre viene classificato dalla DNV come appartenente alla curva D;


No	Structural detail	Description	Requirements	FAT Steel	FAT Alu
5		Cover plate ends and similar joints	As welded	100	40

Fig.4.8: Classificazione Hot Spot del dettaglio secondo EC3 e IIW.

- in termini di approccio nominale viene classificato come FAT 63 da EC3 e IIW, mentre viene classificato dalla DNV come appartenente alla curva F1.


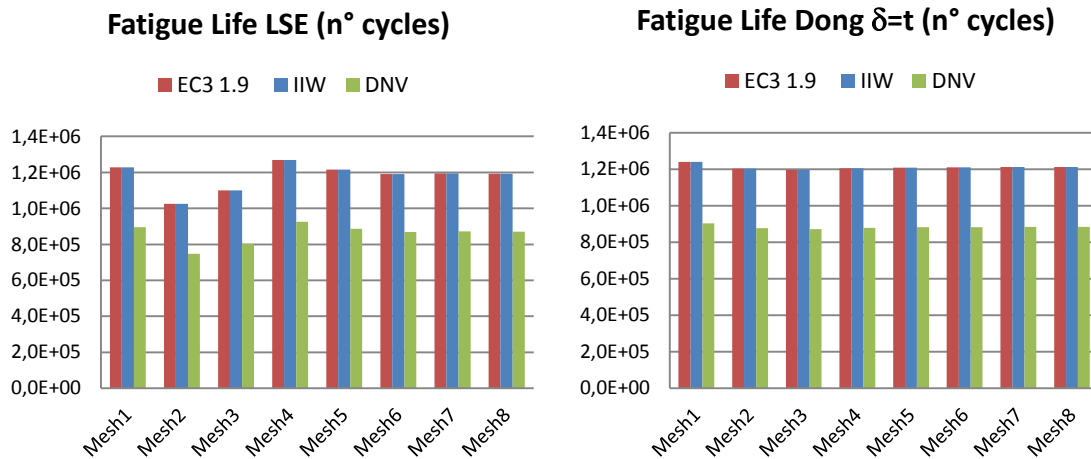
No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.
614		Transverse loaded overlap joint with fillet welds. Stress in plate at weld toe (toe crack) Stress in weld throat (root crack)	63 36

Fig.4.9: Classificazione nominale del dettaglio secondo EC3, NTC'08 e IIW.

	EC3			IIW			DNV		
	N° LSE	N° Dong	N° 1-mm	N° LSE	N° Dong	N° 1-mm	N° LSE	N° Dong	N° 1-mm
<b>Mesh1</b>	1,23E+06	1,24E+06	/	1,23E+06	1,24E+06	/	8,96E+05	9,04E+05	/
<b>Mesh2</b>	1,03E+06	1,20E+06	/	1,03E+06	1,20E+06	/	7,48E+05	8,78E+05	/
<b>Mesh3</b>	1,10E+06	1,20E+06	/	1,10E+06	1,20E+06	/	8,02E+05	8,72E+05	/
<b>Mesh4</b>	1,27E+06	1,20E+06	/	1,27E+06	1,20E+06	/	9,25E+05	8,79E+05	/
<b>Mesh5</b>	1,22E+06	1,21E+06	1,42E+06	1,22E+06	1,21E+06	1,42E+06	8,86E+05	8,82E+05	1,03E+06
<b>Mesh6</b>	1,19E+06	1,21E+06	1,44E+06	1,19E+06	1,21E+06	1,44E+06	8,68E+05	8,83E+05	1,05E+06
<b>Mesh7</b>	1,20E+06	1,21E+06	1,48E+06	1,20E+06	1,21E+06	1,48E+06	8,72E+05	8,83E+05	1,08E+06
<b>Mesh8</b>	1,19E+06	1,21E+06	1,50E+06	1,19E+06	1,21E+06	1,50E+06	8,70E+05	8,83E+05	1,09E+06

Sulla base delle tensioni nominali, invece, le normative considerate (EC3, NTC, IIW, DNV) forniscono concordemente una vita a fatica pari a  $5 \cdot 10^5$  cicli.



Si nota come, in termini di numero di cicli, piuttosto che in termini di tensioni, sia maggiormente evidenziata l'insensibilità alla mesh del metodo di Dong. Appare evidente infatti come già a partire dalla Mesh2 vi sia perfetta costanza nei risultati. Al contrario, mediante l'approccio LSE la costanza nei risultati si ottiene solo a partire dalla Mesh6, comportando perciò uno sforzo computazionale maggiore per la raffinatezza della mesh richiesta.

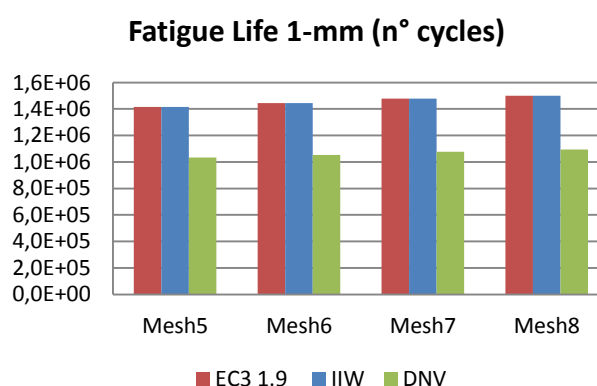
Dall'analisi dei grafici precedenti si può ravvisare una perfetta concordanza in termini di numero di cicli a fatica tra l'approccio dell'EC3 e quello dell'IIW. I risultati ottenuti

invece mediante l'applicazione delle DNV si scostano sensibilmente dagli altri: ciò è dovuto semplicemente a una diversa formulazione del problema, che evidenzia l'impostazione più cautelativa di tale normativa.

In quest'ottica il metodo Nominal Stress appare eccessivamente conservativo, restituendo risultati differenti anche del 100% rispetto a quelli ottenuti con il metodo LSE e quello di Dong. Tale approccio eccessivamente cautelativo è conseguenza dell'incapacità del metodo di cogliere i dettagli dell'elemento, quali la macro-geometria, ottenendo così valori marcatamente a favore di sicurezza. Adottando la modifica al Metodo Nominale presentata al §3.1.3 si ottiene un fattore riduttivo della tensione sollecitante pari a  $I(r)^{1/m} = 1,22$  calcolato sulla base della formula fornita dall'ASME (§3.3.1) con  $r = \frac{\sigma_b}{\sigma_m + \sigma_b} = \frac{20}{100 + 20} = 0,167$ . La tensione nominale sollecitante scontata è pertanto pari a  $\sigma_{nom} = 100 / 1,22 = 81,66 \text{ MPa}$ . Con questo valore di tensione il numero di cicli resistente sale da  $5 \cdot 10^5$  a  $9,18 \cdot 10^5$  pertanto molto più in linea con le stime fornite dagli altri metodi considerati e in particolare dall'approccio della DNV.

Si segnala inoltre come dal grafico a fianco (Fatigue Life 1-mm) emerge chiaramente l'andamento crescente in termini di cicli a fatica al raffinamento della mesh, senza evidenti comportamenti asintotici.

La causa è da attribuirsi all'impostazione del metodo 1-mm Stress: infittendo la discretizzazione si perviene a una più precisa individuazione del picco tensionale, che tende ad attestarsi sempre più in prossimità della superficie, aumentando pertanto il gradiente

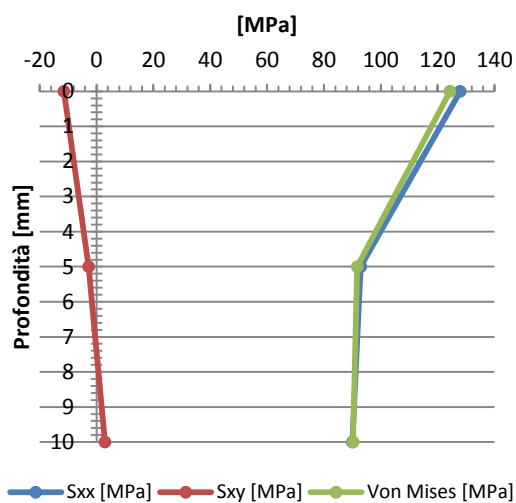


tensionale e riducendo così il valore della tensione rilevato alla profondità di 1 mm. La minore tensione ricavata produce quindi un incremento del numero di cicli a fatica, evidenziando la sensibilità del metodo alla discretizzazione adottata. È tuttavia da sottolineare come, analizzando i dati numerici, si noti una lenta convergenza del rapporto "1-mm  $\sigma_s / \sigma_n$ " al valore di 1,10, peraltro minore rispetto a quello ottenuto dall'HSS e Dong, attestato mediamente su 1,18. Tale discordanza discende dalla natura del metodo 1-mm Stress il quale, pur cogliendo l'effetto della macro-geometria del dettaglio al pari del metodo Hot Spot, fa riferimento alla tensione a 1 mm di profondità, punto in cui si verifica un maggior abbattimento del picco tensionale rispetto a quello riscontrato mediante interpolazione lineare sulla superficie (LSE).

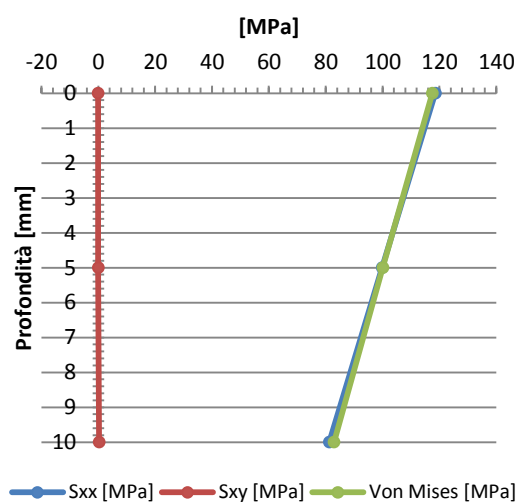
Si riportano di seguito i risultati, in termini di tensione principale, tangenziale e in combinazione di Von Mises, ottenuti dalle analisi effettuate mediante il metodo TTWT ( $\delta=0$ , sezione A-A) e quello di Dong ( $\delta=t$ , sezione B-B) (vedi **Fig.4.7**).

Profondità [mm]	$\delta=0$ (TTWT)			$\delta=t$ (Dong)		
	Sxx [MPa]	Sxy [MPa]	VM [MPa]	Sxx [MPa]	Sxy [MPa]	VM [MPa]
0	127,9462	-11,4796	124,3741	118,572	-0,128	117,4886
5	92,9749	-2,76115	91,73835	99,8598	-0,0463	100,1031
10	90,0345	2,967	90,2856	81,2444	0,2583	82,8779

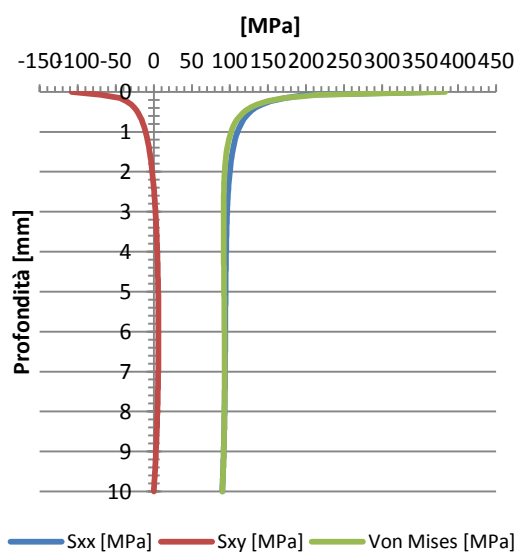
Andamento tensionale nella sezione A-A (Mesh2)



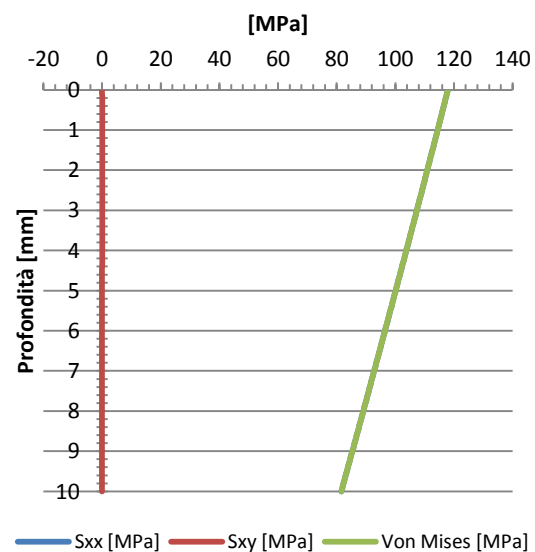
Andamento tensionale nella sezione B-B (Mesh2)



Andamento tensionale nella sezione A-A (Mesh8)



Andamento tensionale nella sezione B-B (Mesh8)



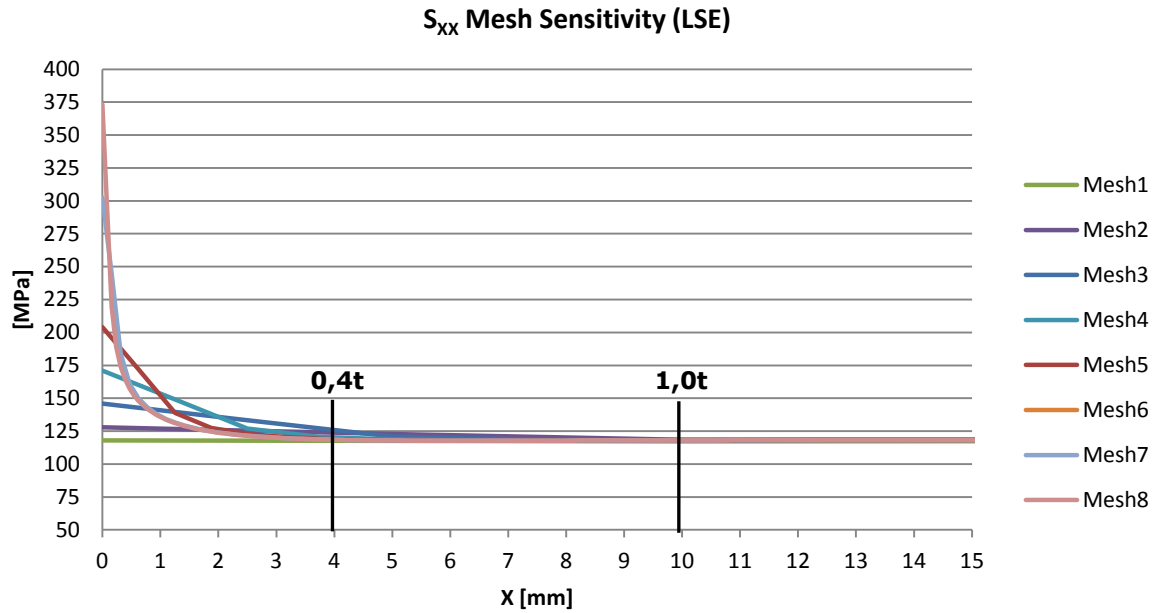
Si è scelto di riportare i grafici degli andamenti tensionali relativi a due mesh in particolare, una relativamente rada (Mesh2) e una molto raffinata (Mesh8), con **l'intento di evidenziare la migliore rappresentazione delle tensioni ottenuta infittendo la discretizzazione nello spessore.**

**L'effetto di tale discretizzazione si riscontra facilmente osservando i risultati nella sezione A-A:** nella Mesh2, dotata di due soli elementi plate/shell nello spessore, è evidente la linearità nella raffigurazione delle tensioni, insita nelle funzioni di forma che governano il comportamento di tale elemento finito; nella Mesh8 la fittezza della **mesh garantisce un'adeguata riproduzione del reale andamento delle tensioni.**

È evidente come nel passaggio dalla sezione in corrispondenza del piede della saldatura a quella posta a distanza  $\delta=t$  la tensione principale  $S_{xx}$  assuma un andamento perfettamente lineare, a conferma di quanto asserito nel metodo proposto da Dong, mentre le tensioni tangenziali presentano un valore medio praticamente nullo, con conseguente tensione di Von Mises di fatto coincidente con quella principale. I diagrammi testimoniano pertanto il notevole pregio del metodo di Dong di fornire un valore tensionale congruente mediante semplici considerazioni di equilibrio, capace di escludere il picco al piede della saldatura (nello spirito del metodo) e di essere pressoché insensibile alla raffinatezza della mesh.

Di seguito è presentato il grafico che riporta gli andamenti della tensione superficiale  $S_{xx}$  per le diverse mesh analizzate. Si può ravvisare il netto incremento del valore di picco della tensione in prossimità della saldatura al raffinamento della **discretizzazione e ciò conferma l'impossibilità di un utilizzo diretto delle tensioni principali nella stima corretta della vita a fatica.** Al contrario, il metodo LSE fornisce un valore di tensione che non risente eccessivamente di tale effetto locale e permette quindi di stimare più correttamente la vita a fatica proprio perché va ad interpolare le tensioni  $S_{xx}$  in una zona sufficientemente distante dal piede della saldatura (0,4t e 1,0t).

È interessante notare come, nelle zone prossime al bordo caricato, la tensione **rilevata si attesti su un valore maggiore dei 100 MPa applicati all'estremità.** Il motivo è da ricercarsi nella **geometria dell'elemento: l'asimmetria del dettaglio rispetto alla piastra di base** dovuta alla presenza del solo piatto superiore provoca uno spostamento del centro di rigidità globale del dettaglio, il quale non risulta più **allineato con l'asse del piatto** su cui agisce il carico; tale eccentricità genera una **rotazione del dettaglio, contrastata tuttavia dall'incastro posto all'estremità caricata,** con la conseguente nascita di una componente flessionale che va ad aumentare il valore della tensione in prossimità della superficie.



#### 4.1.2. Modello plate

L'analisi è stata condotta facendo variare il modello sulla base di 4 mesh differenti per dimensione degli elementi, al fine di cogliere la sensibilità alla discretizzazione dei metodi applicati, e facendo variare la modalità di modellazione della saldatura (vedi **Fig.4.10**), allo scopo di cogliere vantaggi e svantaggi di una più o meno accurata tecnica di rappresentazione. La mesh è stata variata secondo il rapporto  $a/t$ , dove  $a$  è la lunghezza del lato dell'elemento (maglia quadrata) e  $t$  lo spessore delle piastre, mentre la saldatura è stata variata secondo le modellazioni a doppio o singolo strato di elementi plate/shell, aventi spessore pari a  $t/\sqrt{2}$ , e a rigid link.

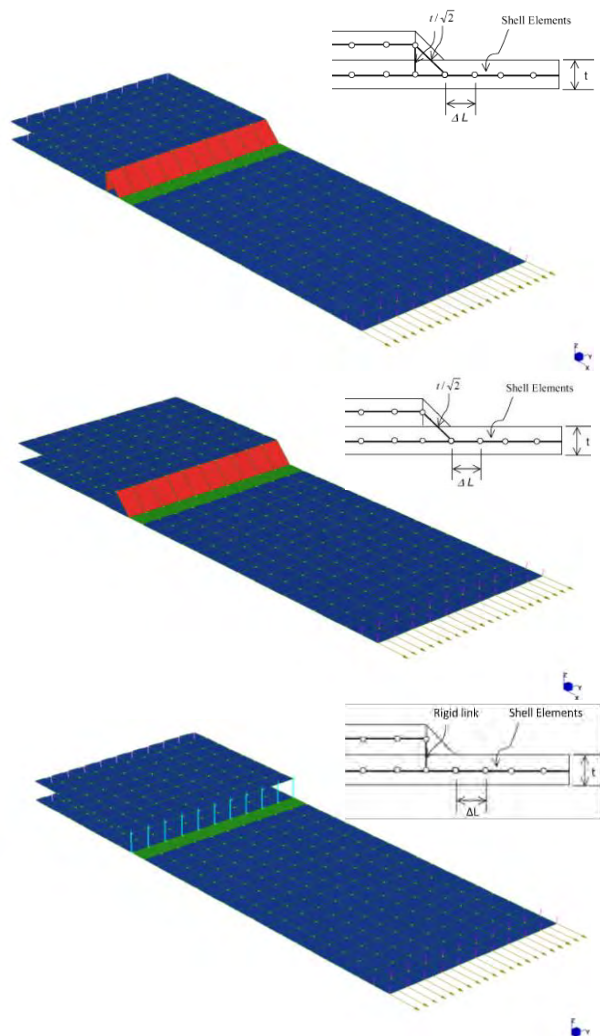


Fig.4.10: Modellazione della saldatura mediante doppio strato di elementi plate/shell (sopra), mediante singolo strato (in centro), mediante link rigidi (sotto).

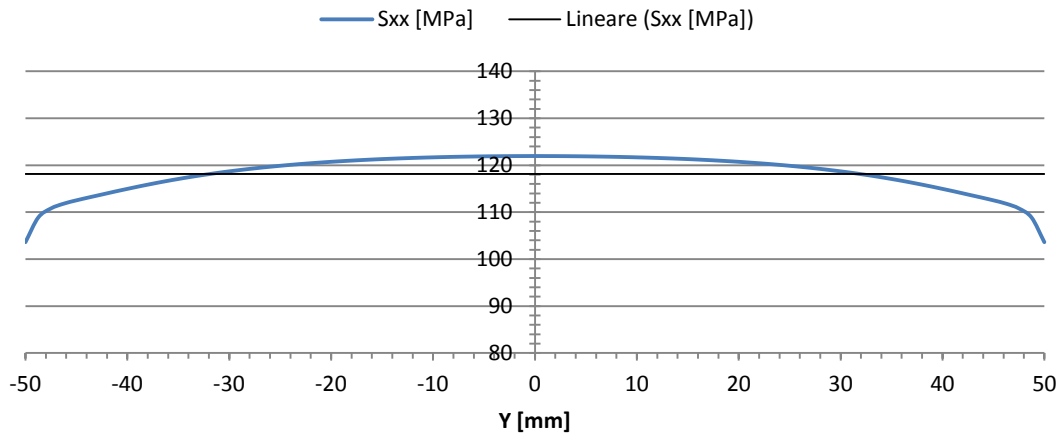
Data la simmetria del dettaglio considerato, nella modellazione se ne rappresenta una sola metà e il sistema di vincoli applicati prevede pertanto, nella sezione di **simmetria**, l'inibizione degli spostamenti lungo X e delle rotazioni attorno all'asse Y e attorno all'asse Z. All'estremità opposta, la condizione di vincolo degli spostamenti lungo Y in due sezioni poste ad interasse t simula l'incastro indotto dalla presa dell'apparecchio di prova.

Si fa notare che il modello a plate/shell in questione, al contrario di quanto accadeva nel modello solido, coglie la reale discontinuità tra le superfici di contatto dei due piatti saldati: in ogni caso questa differenza non è motivo di incongruità tra i due modelli in quanto il picco tensionale localizzato al piede della saldatura dipende **sostanzialmente dal solo incremento di rigidità introdotto dall'allargamento di sezione** (ovvero dal cordone di saldatura).

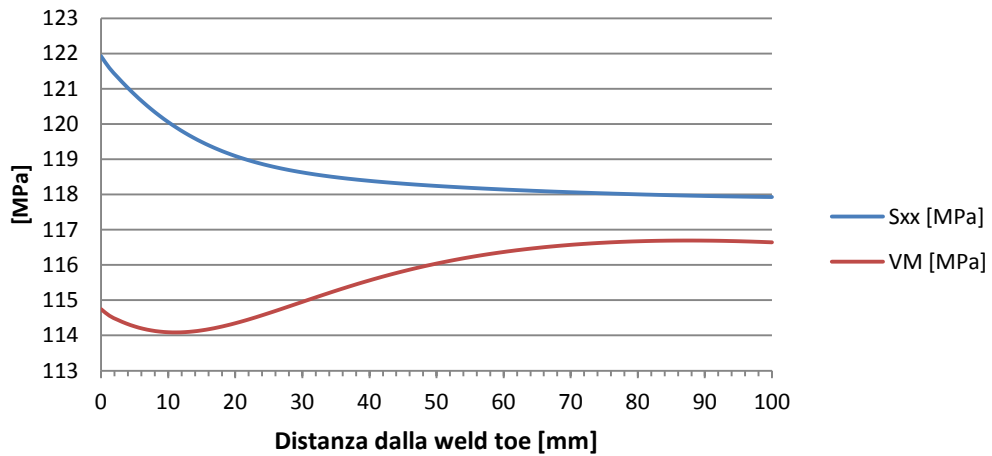
Per ciascuna variazione del modello si sono calcolati i valori di tensione in termini di tensione principale  $S_{xx}$ , tensione tangenziale  $S_{xy}$  e in combinazione secondo Von Mises e a partire da questi dati si sono ricavati i valore di tensione Hot Spot Stress (LSE) per condurre un confronto con i corrispondenti risultati ottenuti nel modello solido. Data la caratteristica di tridimensionalità del modello plate/shell, rispetto alla condizione di stato piano di tensione adottata nel **modello solido**, e l'effettiva rappresentazione del cordone di saldatura, si sono potute poi calcolare le tensioni Structural Stress mediante il metodo di Dong nella variante basata sulle forze equivalenti nodali.

L'extrapolazione delle tensioni superficiali (LSE) è stata condotta sulla linea longitudinale mediana del dettaglio al fine di porsi in una zona non disturbata dalla presenza degli effetti di bordo (estremità del cordone di saldatura). Nel grafico sottostante si può infatti notare come i valori di tensione principale  $S_{xx}$  siano estremamente dipendenti da questo aspetto e tale dipendenza è tanto più esaltata raffinando la mesh. La scelta di un dettaglio avente piastre saldate di larghezza  $L=100$  mm appare opportuna e sufficiente a garantire un assestamento delle tensioni (tangente orizzontale) nella sezione mediana.

### Andamento della tensione al piede della saldatura (Mesh4)



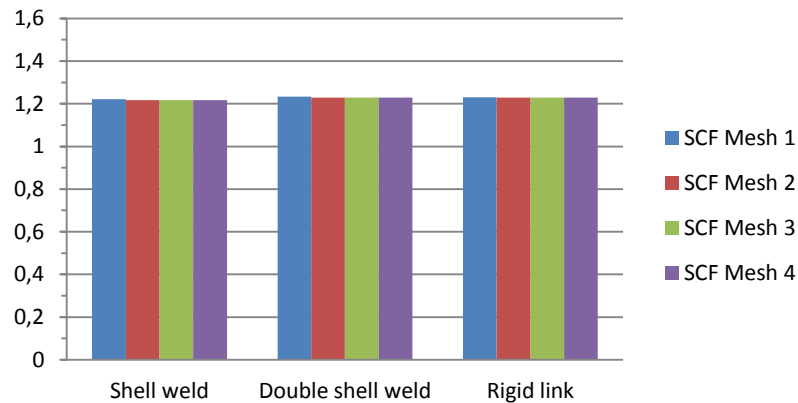
### Andamento delle tensioni (Mesh4)



Di seguito sono riportati i risultati in termini di Hot Spot Stress adimensionalizzati rispetto alla tensione nominale (SCF).

	<b>Mesh1</b> <b>a=t</b>	<b>Mesh2</b> <b>a=0,5t</b>	<b>Mesh3</b> <b>a=0,25t</b>	<b>Mesh4</b> <b>a=0,125t</b>
<b>Shell weld</b>	1,221312	1,217136	1,216615	1,216702
<b>Double shell weld</b>	1,233287	1,229264	1,228664	1,228785
<b>Rigid link</b>	1,230294	1,229181	1,229038	1,229238





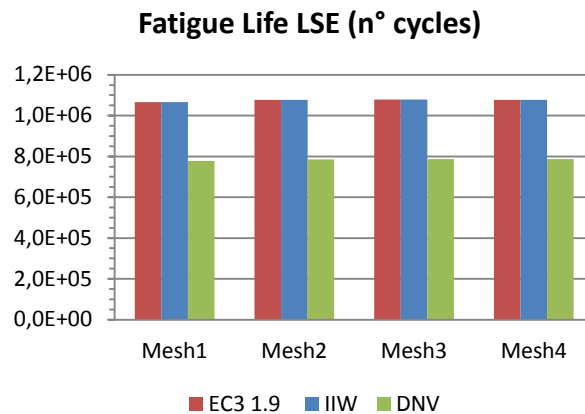
Si può notare come le tre diverse tecniche adottate per la modellazione della saldatura forniscano valori di SCF del tutto simili tra loro. Tale risultato rende tutto sommato ingiustificata, nel contesto del presente dettaglio (cordone di saldatura geometricamente costante e trasversale alla direzione di carico) e di estrapolazione lineare superficiale delle tensioni, un'accurata rappresentazione della saldatura (onerosa in termini di tempo di calcolo e modellazione) quale è quella a doppio strato di elementi plate/shell, a vantaggio di un'apparentemente modesta rappresentazione a rigid link. Si anticipa **fin d'ora che la stessa conclusione non sarà valida nel caso di** tensioni Structural Stress calcolate mediante il metodo di Dong nella variante basata sulle forze equivalenti nodali e cordone di saldatura non trasversale alla direzione di carico (vedi **Gusset Plate §4.2**). In ogni caso, sebbene le differenze siano veramente minime, si fa notare che il valore di SCF ottenuto con la rappresentazione a doppio strato di elementi plate/shell si colloca, in termini di intensità, tra il valore ottenuto con la rappresentazione a singolo strato e quello ottenuto con la rappresentazione a **rigid link: risultato coerente con l'osservazione che la rigidità introdotta da due strati di elementi plate/shell è effettivamente una via di mezzo tra quella introdotta da un singolo strato e quella, teoricamente infinita, dei rigid link.**

**Nell'ambito di un confronto tra valori di SCF ottenuti col modello solido rispetto a quelli ottenuti col modello plate/shell si evidenzia che nel primo caso si ha un assestamento del parametro sul valore di  $\approx 1,19$  mentre nel secondo caso di  $\approx 1,23$ .** La differenza è sicuramente piccola e tale da non produrre evidente incoerenza dei risultati in termini di vita a fatica (vedi **§4.1.3**). Per completezza, si precisa che tale differenza può essere imputata alla **modalità di modellazione: l'assunzione di stato piano di tensione fatta nel modello solido, che ha permesso una modellazione mediante elementi plate/shell di spessore unitario e disposti nello spessore del dettaglio, fa sì che il livello di precisione dei risultati in termini tensionali sia al pari di quello ottenibile con elementi brick (da cui la dicitura *modello solido*); al confronto, il modello plate/shell è sicuramente più "povero" vista l'introduzione di tutte le**

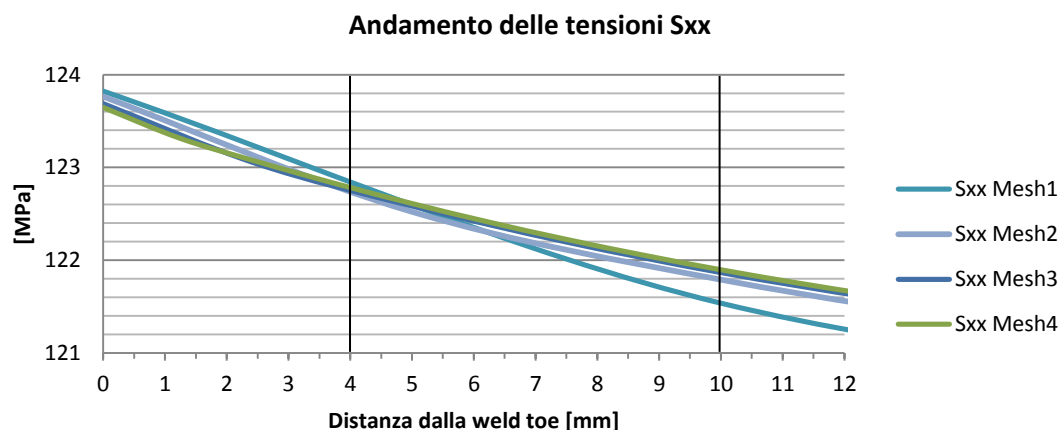
semplificazioni proprie della teoria degli elementi 2D (linearizzazione delle tensioni nello spessore in primis). Sulla base di queste considerazioni, peraltro, siamo propensi ad affermare che la soluzione più attendibile sia quella ottenuta col modello solido.

Si riportano i risultati in termini di vita a fatica ottenuti sulla base del metodo LSE e limitatamente al modello che prevede il cordone di saldatura rappresentato con doppio strato di elementi plate/shell.

	N° EC3-NTC08	N° IIW	N° DNV
<b>Mesh1</b>	1,07E+06	1,07E+06	7,78E+05
<b>Mesh2</b>	1,08E+06	1,08E+06	7,85E+05
<b>Mesh3</b>	1,08E+06	1,08E+06	7,87E+05
<b>Mesh4</b>	1,08E+06	1,08E+06	7,86E+05



Si nota un'ottima indipendenza dei risultati dalla raffinatezza della mesh, dovuta al fatto che nella zona di estrapolazione del metodo LSE (0,4t e 1,0t) l'andamento delle tensioni Sxx sulla superficie è pressoché insensibile alla discretizzazione fin dalla Mesh1 (vedi grafico sottostante).



Nel seguito sono presentati i risultati, in termini di vita a fatica, ottenuti con l'applicazione del metodo di Dong. Si fa notare che non vi è più la necessità di limitare l'analisi alla sezione longitudinale mediana, come nel caso di estrapolazione superficiale, in quanto il metodo sfrutta le forze equivalenti riferite ai nodi

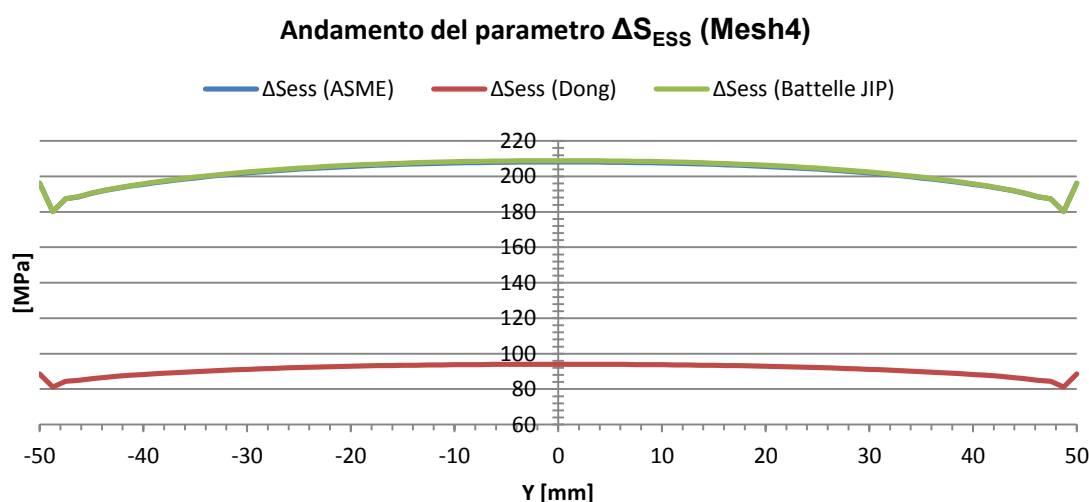
appartenenti all'intera linea di base della saldatura e il punto più critico viene quindi automaticamente identificato.

La stima della resistenza a fatica è stata ricavata sulla base del parametro Equivalent Structural Stress ( $\Delta S_{ESS}$ ) e della Master S-N Curve (in accordo al §3.3.1) e viene presentata al variare dei seguenti standard:

- approccio recepito dalla normativa americana ASME 2007;
- approccio originariamente proposto da Dong (WRC 474 Bulletin);
- approccio del Battelle JIP.

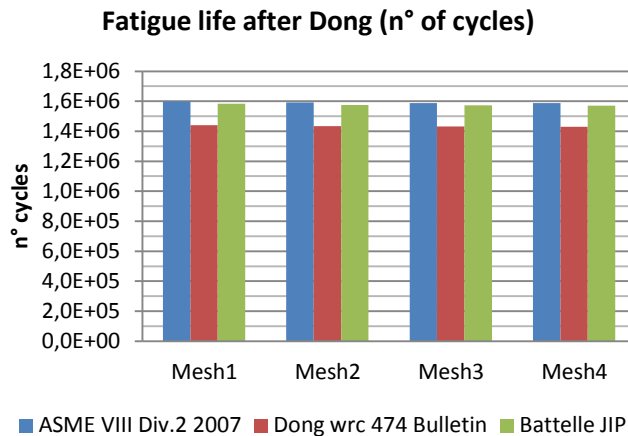
In tutti i casi il punto critico della saldatura, ovvero il punto in cui si ha la massima tensione Equivalent Structural Stress, si è manifestato in corrispondenza della mezzeria del cordone (vedi grafico sottostante). Tale risultato risulta peraltro in **accordo con la considerazione (già presentata nell'ambito dell'estrapolazione superficiale) che la tensione principale  $S_{xx}$  (su cui si fonda il calcolo del parametro  $\Delta S_{ESS}$ ) presenta valore massimo e indisturbato dagli effetti di bordo solo in una zona centrale sufficientemente lontana dalle estremità del cordone. I "baffi" verso l'alto (picchi di incremento positivo) che invece si possono vedere proprio agli estremi del cordone sono dovuti non tanto agli effetti fisici di bordo quanto al metodo di Dong: qualora si vogliono indagare queste zone, l'autore stesso ha proposto una correzione al suo metodo definita *Generalized Virtual Node Method* (vedi §2.2.4) e qui non presa in considerazione.**

Il divario in termini di  $\Delta S_{ESS}$  che sussiste tra gli approcci considerati e che salta all'occhio osservando il grafico sottostante è dovuto sostanzialmente a una diversa definizione del parametro e implementazione del metodo: si vedrà nel seguito che in termini di numero di cicli i risultati appaiono più concordi.



Le analisi condotte hanno evidenziato l'insensibilità del modello alla tecnica di rappresentazione del cordone di saldatura, in linea con quanto sopra riportato in merito all'extrapolazione superficiale, pertanto si trascura da qui in poi tale confronto e ci si limita a presentare i risultati ottenuti con la modellazione a doppio strato di elementi plate/shell.

	N° ASME VIII Div.2 2007	N° WRC 474 Bulletin	N° Battelle JIP
<b>Mesh1</b>	1,60E+06	1,44E+06	1,58E+06
<b>Mesh2</b>	1,59E+06	1,43E+06	1,57E+06
<b>Mesh3</b>	1,59E+06	1,43E+06	1,57E+06
<b>Mesh4</b>	1,59E+06	1,43E+06	1,57E+06



Appare anzitutto confermata l'insensibilità alla mesh del metodo proposto da Dong e dal Battelle Institute che, unitamente all'insensibilità alla tipologia di modellazione della saldatura, rende il metodo coerente col proposito di base: minimizzare l'influenza delle tecniche di modellazione sulla qualità dei risultati. In termini di vita a fatica si nota come l'approccio originariamente proposto da Dong (WRC 474 Bulletin) sia leggermente più cautelativo rispetto agli altri due che invece forniscono risultati del tutto simili tra loro. Il motivo è da ricercare nelle modifiche che sono state introdotte al metodo originale (presentate al §3.3.2), in particolare nella differente formulazione della Master Curve e nella correzione allo spessore nel calcolo del parametro Equivalent Structural Stress.

Infine si fa presente che nello studio del *cover plate* non sono state prese in considerazione:

- la correzione per tenere in considerazione gli effetti di multiassialità delle tensioni, in quanto la modalità di applicazione del carico (sollecitazione monoassiale) e la geometria del dettaglio (forma costante in direzione trasversale) fanno sì che al piede della saldatura si manifesti sostanzialmente la sola tensione longitudinale  $S_{xx}$ ;
- la modalità di interpolazione delle forze nodali semplificata e prevista dall'ASME (vedi §3.3.2), a favore di quella completa e proposta da Dong.

Questi aspetti vengono presentati nel contesto di studio del *gusset plate*: proprio tale tipo di dettaglio ne esalta infatti l'importanza.

### 4.1.3. Confronto tra i metodi

Di seguito si riportano, a titolo di confronto, i risultati ottenuti in termini di vita a fatica (n° di cicli). Si prendono in considerazione le due tipologie di modello (solid e plate/shell), tutti i metodi applicati e le relative normative. La discretizzazione adottata per il confronto è quella più fitta.

MODEL	LSE		TTWT ( $\delta=t$ )		Xiao-Yamada		Dong (forze nodali equivalenti)		
	EC3-IIW	DNV	EC3-IIW	DNV	EC3-IIW	DNV	ASME	Dong WRC	Battelle JIP
Solid	1,19E+06	8,70E+05	1,21E+06	8,83E+05	1,50E+06	1,09E+06	/	/	/
Plate	1,08E+06	7,86E+05	/	/	/	/	1,59E+06	1,43E+06	1,57E+06

Sulla base delle tensioni nominali, invece, le normative considerate (EC3, NTC, IIW, DNV) forniscono concordemente una vita a fatica pari a  $5 \cdot 10^5$  cicli.

Si nota come il metodo Nominal Stress sia il più (e forse eccessivamente) conservativo. Tale caratteristica è logica conseguenza della semplicità del metodo (incapacità di cogliere le specifiche caratteristiche geometriche dell'elemento) e dei margini di sicurezza adottati. Gli approcci di tipo Structural-Hot Spot Stress, basati sulla modellazione agli elementi finiti, permettono di cogliere meglio la geometria (spessore e lunghezza delle piastre, forma del cordone di saldatura..) e le localizzazioni di tensione e pertanto forniscono una stima della vita a fatica meno cautelativa e più in linea con i risultati sperimentali (**Fig.4.11**), aspetto non banale nell'ottica di una progettazione ottimizzata.

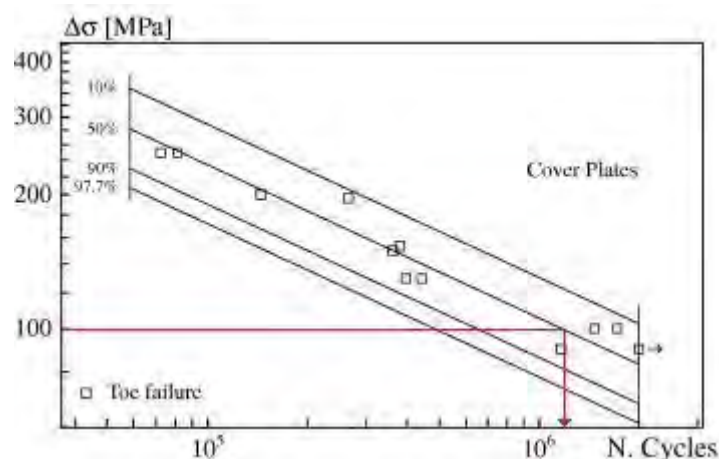
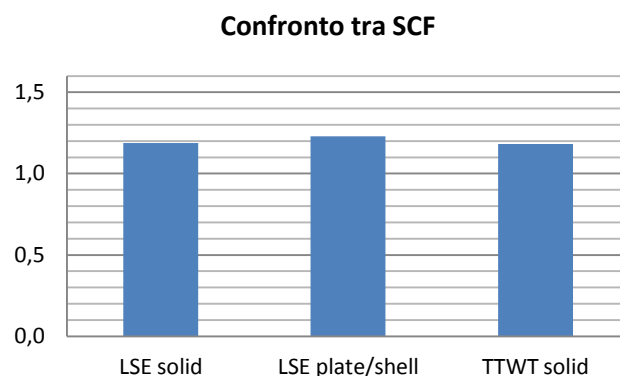


Fig.4.11: Andamento della tensione nominale in funzione del numero di cicli resistente, sulla base di test sperimentali condotti su dettagli saldati di tipo cover plate.

Visti i risultati ottenuti in termini di numero di cicli, appare lecito chiedersi quali vantaggi in termini prettamente costruttivi si potrebbero ottenere progettando sulla base del metodo di Dong piuttosto che sulla base del metodo delle tensioni nominali. Si pone quindi il seguente quesito: il dettaglio in esame, che il metodo di Dong prevede possa resistere a  $\approx 1,5$  milioni di cicli con un carico di 100 MPa, a che tensione massima dovrebbe essere sollecitato per resistere allo stesso numero di cicli sulla base del metodo nominale? La risposta è la seguente: non bisognerebbe superare i 70 MPa di carico nominale, il che richiederebbe di incrementare del 43% circa lo spessore dei piatti e la sezione di gola della saldatura. I vantaggi ottenibili col metodo di Dong, supportati anche da questa considerazione di carattere economico, appaiono ancora più evidenti e sembrano giustificare ampiamente i maggiori oneri computazionali e progettuali richiesti rispetto ad un semplice calcolo basato sulle tensioni nominali.

Procedendo infine ad un confronto in termini di Structural-Hot Spot Stress tra modello solido e modello plate/shell, si nota come i valori ricavati siano praticamente coincidenti. La formulazione del calcolo dello Structural Stress per modelli plate/shell **si rivela pertanto un'interessante alternativa a quella per modelli solidi per la** possibilità di snellire la procedura e alleviare gli oneri computazionali, oltre che per avere il vantaggio di essere basata sulle forze nodali equivalenti piuttosto che sulle tensioni.



#### **4.1.4. Validazione del metodo di Dong e LSE**

In questo paragrafo si riportano le analisi relative al modello utilizzato per la validazione del metodo di Dong nello spessore e del metodo di estrapolazione superficiale delle tensioni, così come presentato nell'articolo [1] pubblicato dall'IJF.

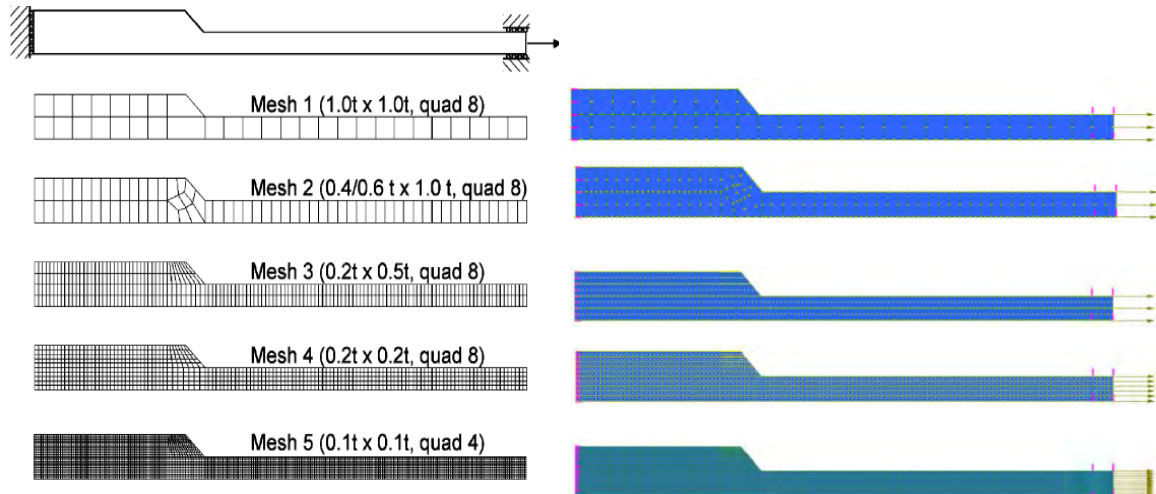


Fig.4.12: Modello e relative discretizzazioni adottate nella presente analisi e presentate nell'articolo [1] dell'IJF.

La **Fig.4.12** mostra a sinistra il layout del modello, con le relative condizioni di vincolo e di carico, e le varie mesh adottate. La geometria adottata è la stessa prevista per il modello cover plate analizzato precedentemente. La discretizzazione è presentata in funzione dello spessore  $t$  del piatto di base e dell'ordine degli elementi plate utilizzati (tutti quad 8, a eccezione dell'ultimo costituito da quad 4 per alleggerire il modello). A destra sono riportate le mesh da me riprodotte, utilizzate per l'implementazione delle procedure secondo LSE e secondo Dong al fine di poter effettuare il confronto dei risultati da me ottenuti con quelli contenuti nell'articolo citato e validare quindi le metodologie in esame.

Di seguito si riportano i contour della tensione principale  $S_{xx}$  al variare della mesh, ricavati dal codice di calcolo agli elementi finiti. Il carico applicato al bordo di estremità è di 100 MPa, che nella fattispecie assume il significato di Nominal Stress e funge da parametro di riferimento per la stima del SCF.

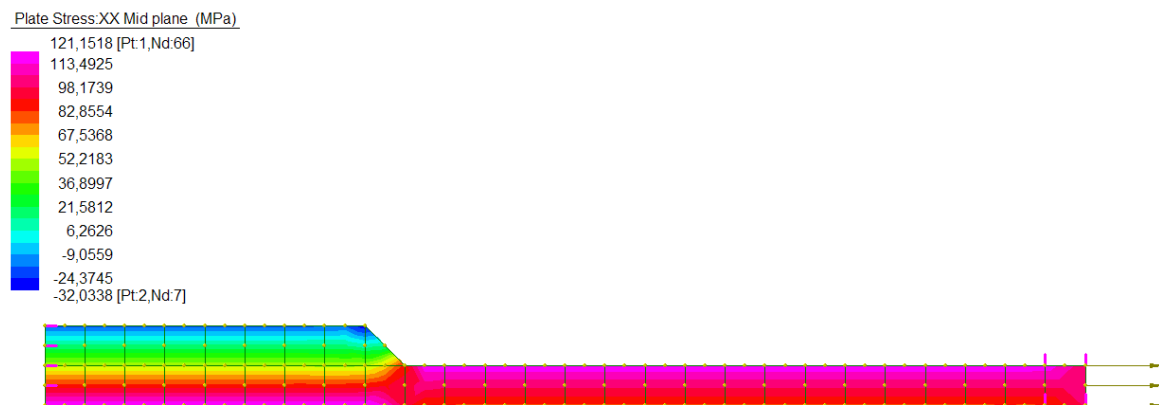


Fig.4.13: Mesh 1, andamento delle tensioni  $S_{xx}$  nel piano medio degli elementi plate/shell.

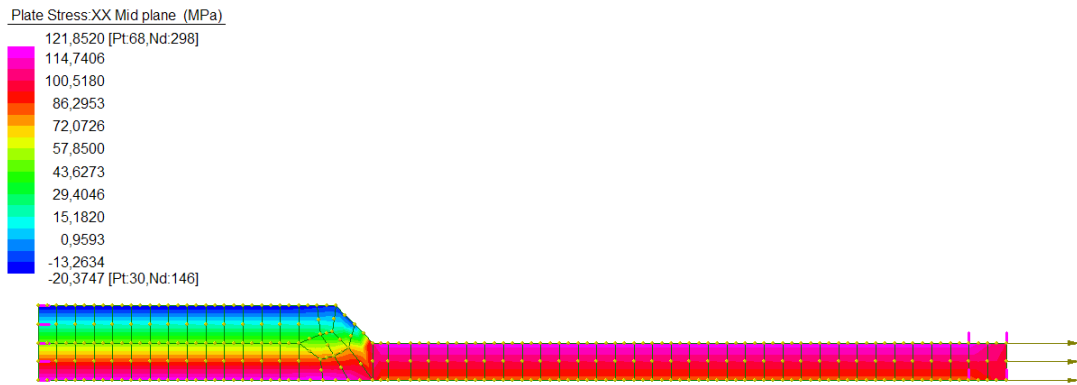


Fig. 4.14: Mesh 2, andamento delle tensioni  $S_{xx}$  nel piano medio degli elementi plate/shell.

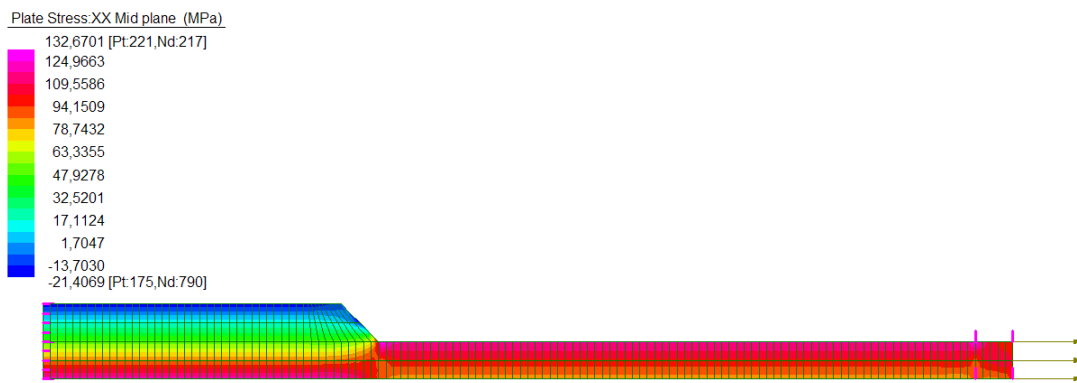


Fig. 4.15: Mesh 3, andamento delle tensioni  $S_{xx}$  nel piano medio degli elementi plate/shell.

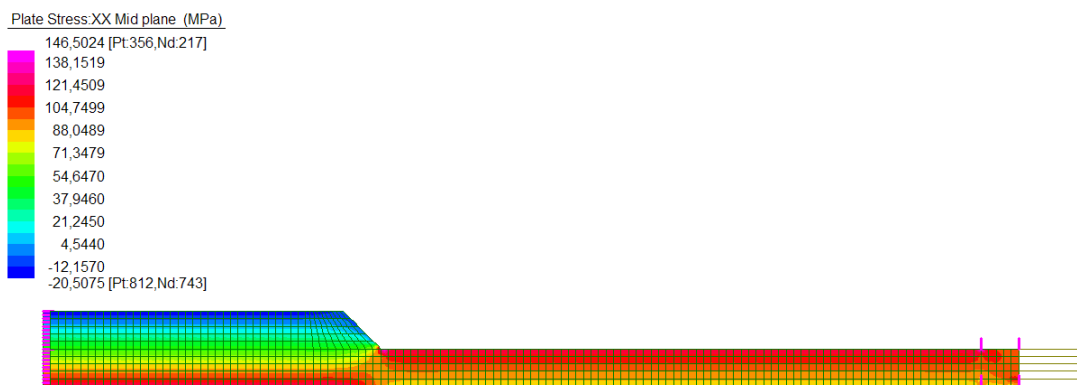


Fig. 4.16: Mesh 4, andamento delle tensioni  $S_{xx}$  nel piano medio degli elementi plate/shell.



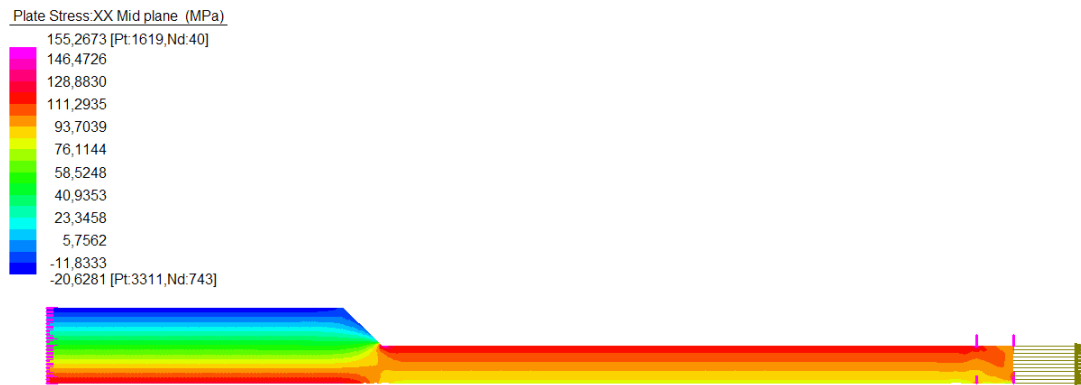
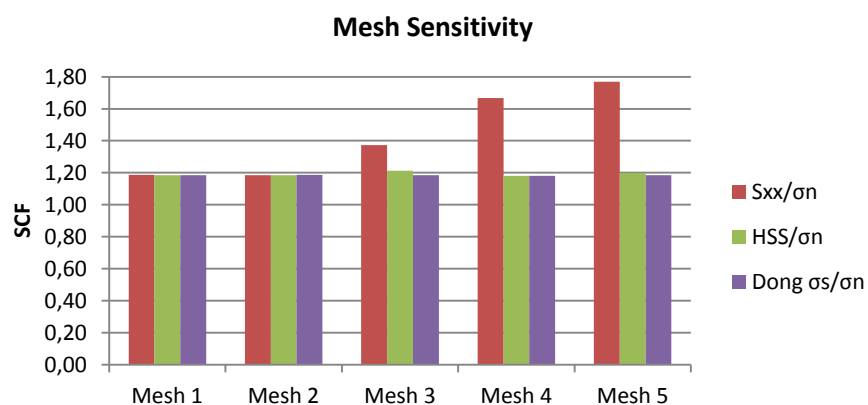


Fig.4.17: Mesh 5, andamento delle tensioni  $S_{xx}$  nel piano medio degli elementi plate/shell.

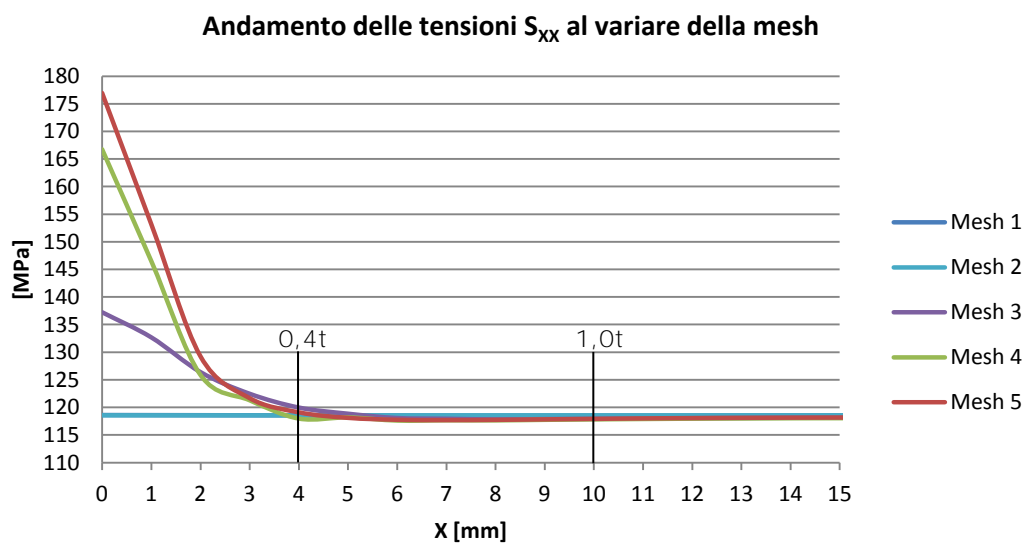
Le tensioni qui raffigurate (**Fig.4.13** e successive) sono riferite al piano medio degli elementi plate e sono visualizzate in base al valore mediato tra elementi finiti adiacenti. Appare evidente come all'infittimento della discretizzazione si delinea sempre più marcatamente il picco tensionale localizzato al piede della saldatura: il rapporto  $S_{xx}/\sigma_n$  (SCF) tende ad aumentare sensibilmente al raffinamento della mesh, presentando solo al passaggio da Mesh 4 a Mesh 5 una debole e lenta convergenza (vedi tabella sottostante).

	<b>a x b</b>	<b><math>S_{xx}/\sigma_n</math></b>	<b><math>HSS/\sigma_n</math></b>	<b>Dong <math>\sigma_s/\sigma_n</math></b>
Mesh 1	t x t	1,186436	1,185696	1,185800
Mesh 2	0,4-0,6t x t	1,185795	1,185485	1,187400
Mesh 3	0,2t x 0,5t	1,372164	1,213264	1,185600
Mesh 4	0,2t x 0,2t	1,667559	1,180427	1,181400
Mesh 5	0,1t x 0,1t	1,769803	1,198837	1,184153



Gli approcci Hot Spot per estrapolazione superficiale (LSE) e Structural Stress secondo Dong forniscono invece risultati in linea con uno dei principi teorici che stanno alla base di tali formulazioni, ovvero l'insensibilità alla mesh. Essa è meno marcata con l'extrapolazione superficiale ed è invece perfettamente verificata col

metodo di Dong. In particolare, si può affermare che mentre i risultati ottenuti con il metodo di Dong sono insensibili alla discretizzazione fin dalla mesh più rada, il metodo LSE richiede una raffinatezza della mesh minima, al di sotto della quale non sembra essere insensibile. Tale risultato si spiega osservando che, raffinando la **mesh**, l'incremento di tensione superficiale  $S_{xx}$  si localizza sempre più a ridosso del piede della saldatura (grafico sottostante) fino a che, in corrispondenza ad una discretizzazione minima, i punti di estrapolazione delle tensioni, ovvero quelli posti a distanza  $0,4t$  e  $1,0t$ , risultano esterni alla zona di picco e quindi esenti dagli effetti locali e indipendenti dalla mesh.



Confrontando i risultati qui ottenuti con quelli riportati nell'articolo si evince la totale corrispondenza tra i due, a conferma della corretta applicazione delle metodologie di indagine in esame (**Fig.4.18 e Fig.4.19**)

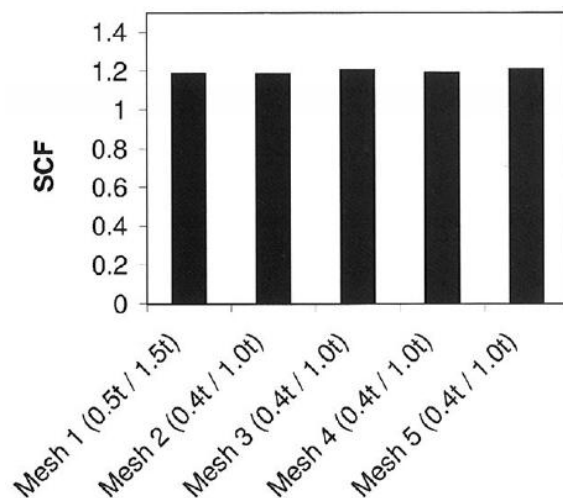
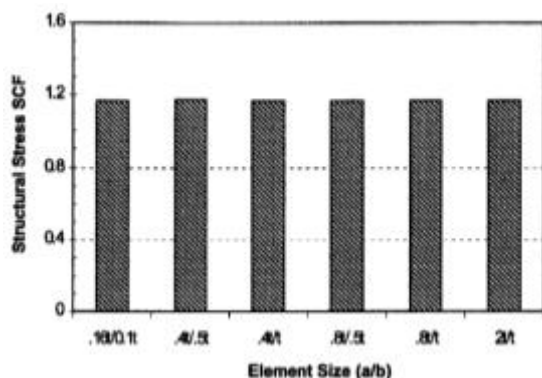


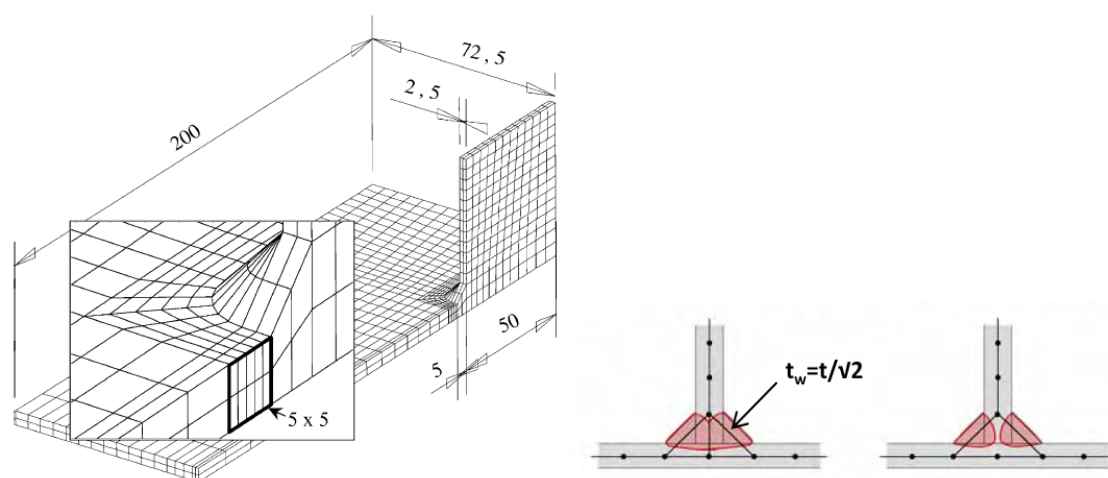
Fig.4.18: Andamento del parametro SCF al variare della mesh sulla base del metodo di Dong ( $\delta=t$ ).

Fig.4.19: Andamento del parametro SCF al variare della mesh sulla base dell'extrapolazione superficiale (LSE)

## 4.2. Gusset plate longitudinale

Così come il cover plate studiato nel paragrafo precedente, anche il dettaglio di seguito proposto trova frequenti applicazioni nell'ingegneria strutturale (piastre e travi irrigidite con fazzoletti saldati) e, a causa della singolarità che introduce (picco localizzato di tensione dovuto ad un improvviso incremento di rigidità), risulta essere estremamente sensibile al danneggiamento per fatica.

Il modello analizzato si compone di due piatti ortogonali saldati longitudinalmente tra loro (**Fig.4.20**): il piatto di base ha larghezza pari a 145 mm, lunghezza 400 mm e spessore  $t$  variabile tra 5 e 10 mm, mentre il fazzoletto longitudinale presenta altezza pari a 100 mm, spessore 5 mm e lunghezza variabile tra 40 e 320 mm. Lo stato di sollecitazione è rappresentato da una trazione di 100 MPa parallela al fazzoletto e applicata al piatto di base, mentre le condizioni di vincolo sono le stesse già descritte e adottate per il cover plate. Si fa presente che la geometria del dettaglio è stata scelta sulla base di dati reperiti in un articolo pubblicato dall'*International Journal of Fatigue* [13].



*Fig.4.20: Geometria del dettaglio gusset plate analizzato (a sinistra) e modalità di rappresentazione della saldatura (a destra). La figura rappresenta solo un quarto della geometria.*

Data la simmetria del dettaglio considerato, nella modellazione se ne rappresenta una sola metà (**Fig.4.21**) e il sistema di vincoli applicati prevede pertanto, nella sezione di simmetria, l'inibizione degli spostamenti lungo X e delle rotazioni attorno all'asse Y e attorno all'asse Z.

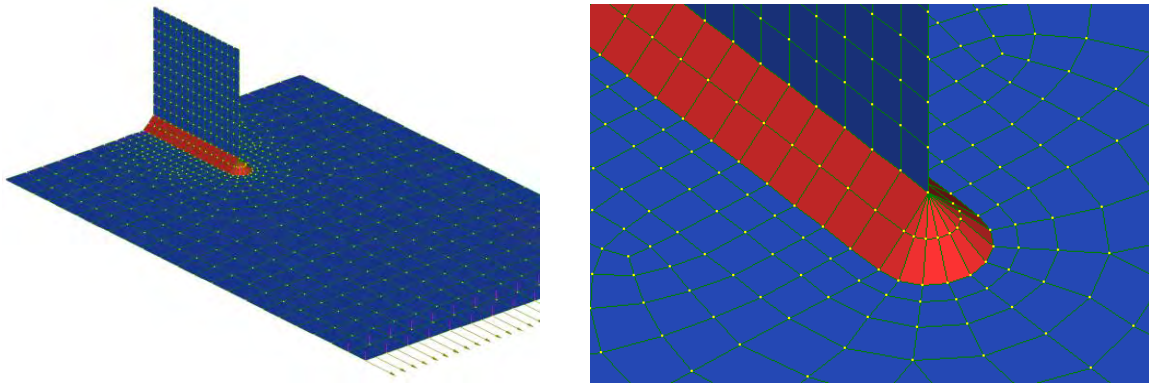


Fig.4.21: Modello agli elementi finiti del dettaglio considerato. È riportata la discretizzazione definita coarse mesh.

Il dettaglio è stato modellato con elementi plate/shell disposti nel piano medio dei piatti saldati e le saldature sono state rappresentate nei due casi di completa e parziale penetrazione (**Fig.4.22**). In entrambi i casi il cordone di saldatura è stato modellato con elementi plate/shell inclinati a  $45^\circ$  e aventi spessore pari a  $t/\sqrt{2}$  (in accordo con quanto previsto dal metodo di Dong).

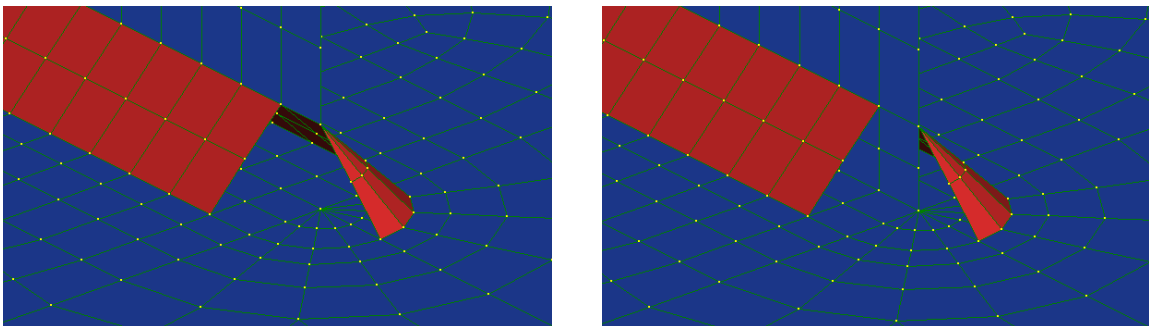


Fig.4.22: Dettaglio della modellazione della saldatura a parziale penetrazione (a sinistra) e a completa penetrazione (a destra). È rappresentata la discretizzazione coarse mesh.

L'analisi è stata condotta facendo variare il modello sulla base di 3 mesh differenti per dimensione e tipo degli elementi (quad 4 e quad 8), al fine di cogliere la sensibilità alla discretizzazione dei metodi applicati. La mesh più rada, di seguito definita **coarse mesh**, presenta elementi aventi lato massimo pari a  $t$  nelle zone di estremità e minimo pari a  $\approx 0,4t$  nelle zone prossime al cordone di saldatura; le restanti due mesh, definite **fine mesh** e **more fine mesh**, sono ottenute rispettivamente suddividendo la coarse mesh per 2 e per 4.

Per ciascuna variazione del modello si sono calcolati i valori di tensione in termini di tensione principale  $S_{xx}$ , tensione tangenziale  $S_{xy}$  e in combinazione secondo Von Mises e a partire da questi dati si sono ricavati i valori di tensione Hot Spot Stress (LSE). Si sono calcolate poi le tensioni Structural Stress mediante il metodo di Dong

nella variante basata sulle forze equivalenti nodali e si è proceduto ad un confronto tra i risultati.

Si fa presente che, a differenza di quanto fatto per il cover plate, nell'ambito delle analisi condotte col metodo di Dong sul gusset plate sono state prese in considerazione:

- la modalità di interpolazione delle forze nodali prevista dall'ASME oltre a quella completa proposta da Dong (vedi §3.3.2);
- la presenza di tensioni multiassiali al piede del cordone di saldatura indotte dalla geometria dello stesso (estremità del cordone arrotondata).

Riassumendo, le analisi a fatica sul gusset plate sono state condotte sulla base dei metodi:

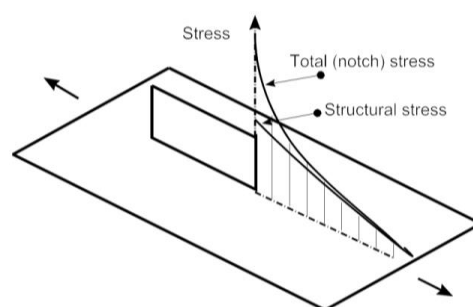
- Hot Spot con estrapolazione superficiale (LSE);
- Dong nella variante basata sulle forze equivalenti nodali;

mentre il modello è stato variato in base alle seguenti caratteristiche:

- lunghezza del fazzoletto: 40 – 80 – 100 – 160 – 320 mm;
- spessore dei piatti: 5 – 10 mm;
- tipo di saldatura: Parziale penetrazione – Completa penetrazione;
- discretizzazione: Coarse – Fine – More fine;
- tipo di elementi: quad 4 – quad 8.

#### 4.2.1. *Approccio Hot Spot con estrapolazione superficiale*

L'extrapolazione delle tensioni superficiali (LSE) è stata condotta sulla linea longitudinale mediana del dettaglio (**Fig.4.23**), in quanto la geometria del provino è tale per cui il punto di massima tensione  $S_{xx}$  ortogonale al cordone di saldatura si localizza al piede dello stesso in corrispondenza del punto più estremo della testa del cordone. Non a caso tale posizione rappresenta il punto in cui è prevista



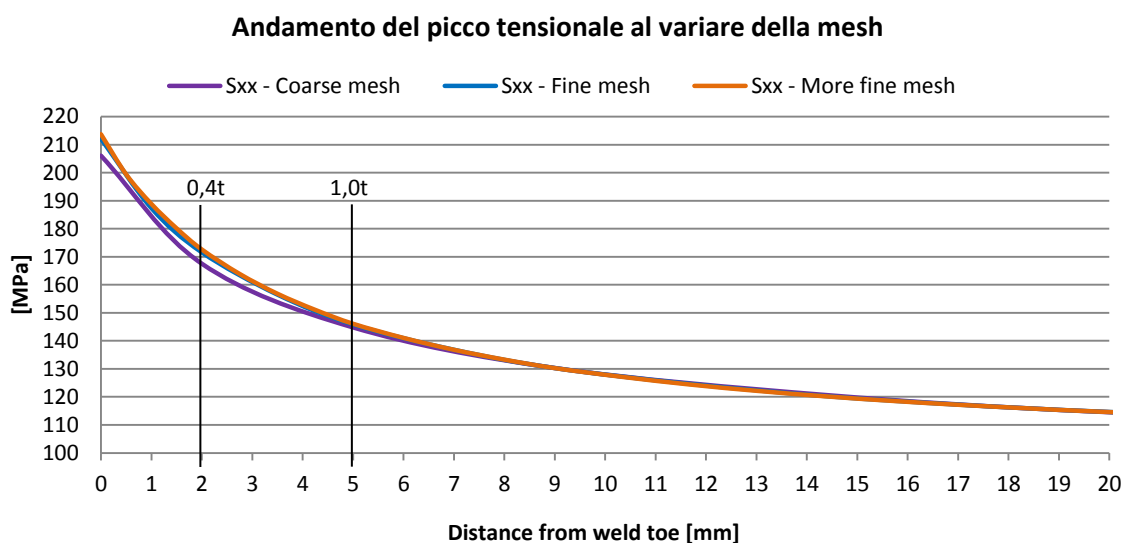
*Fig.4.23: Direzione di estrapolazione delle tensioni verso il piede della saldatura (metodo LSE).*

(anche dalle normative) la formazione della cricca da fatica per il dettaglio in considerazione. Peraltro la simmetria del dettaglio è tale per cui in tale posizione si abbia la massima tensione  $S_{xx}$  e al contempo tensioni tangenziali nulle, il che rende

di fatto semplice l'applicazione dei metodi nominale e Hot-Spot. Differente situazione si verifica nel caso del gusset plate obliquo, in cui il punto del cordone dimensionante a fatica non è facilmente determinabile a priori in quanto presenta una combinazione di tensioni tangenziali e normali.

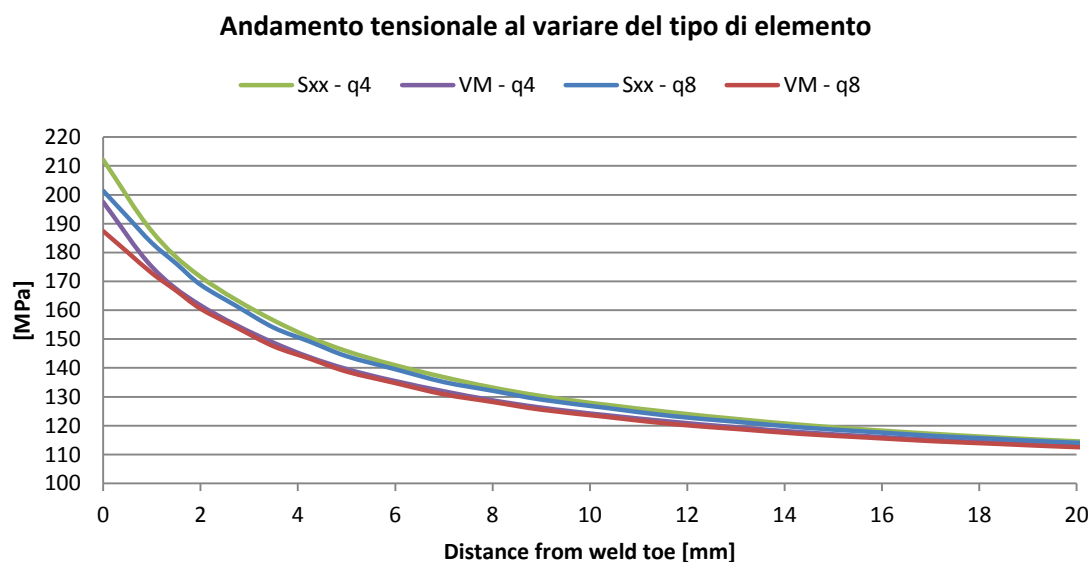
Al fine di presentare gli effetti che hanno la modalità di saldatura (parziale e completa penetrazione), la discretizzazione (dimensione e tipo degli elementi) e lo spessore delle piastre sul calcolo delle tensioni di Hot Spot e quindi sulla vita a fatica, si riportano nel seguito i risultati ottenuti con riferimento al dettaglio avente lunghezza del fazzoletto saldato pari a 100 mm. L'effetto dei suddetti parametri sulle tensioni, infatti, non varia al variare della lunghezza del fazzoletto e i risultati si presentano del tutto analoghi come andamento, sebbene non come entità.

Di seguito è presentato il grafico che riporta gli andamenti della tensione superficiale  $S_{xx}$  per le diverse mesh analizzate. A differenza di quanto mostrato nel contesto del cover plate, in questo caso raffinando la discretizzazione non sembra ci sia un palese incremento del picco tensionale. Ciò è probabilmente dovuto al fatto che la mesh più rada presa in considerazione (coarse mesh) è già sufficientemente fitta da fornire risultati poco sensibili alla discretizzazione. La geometria della saldatura e la relativa tecnica di modellazione, tuttavia, avrebbero reso sconveniente l'utilizzo di mesh più rade in quanto non ci sarebbe stata la possibilità di rappresentare in maniera accettabile la testa semicircolare del cordone di saldatura. In ogni caso, si può ravvisare un certo incremento del valore di picco della tensione al raffinamento della mesh, a conferma dell'impossibilità di un utilizzo diretto delle tensioni principali nella stima corretta della vita a fatica. Al contrario il metodo LSE fornisce un valore di tensione che non risente eccessivamente di tale effetto locale e permette quindi di stimare più correttamente la vita a fatica, proprio perché va ad interpolare le tensioni



$S_{xx}$  in una zona sufficientemente distante dal piede della saldatura (0,4t e 1,0t).

Il grafico seguente mostra il rapporto che sussiste tra la tensione principale  $S_{xx}$  e la tensione calcolata in combinazione di Von Mises, al variare della distanza dal piede del cordone di saldatura e con l'adozione della discretizzazione fine mesh.



Appare interessante notare come tali tensioni siano sostanzialmente coincidenti a distanza sufficientemente grande dal piede del cordone (circa 20 mm) mentre tendano a divergere, sebbene in maniera minima, avvicinandosi allo stesso. Considerando che la simmetria del modello rispetto all'asse mediano sul quale avviene l'estrapolazione delle tensioni garantisce la nullità delle tensioni trasversali  $S_{yy}$  e delle tensioni tangenziali  $S_{xy}$ , la differenza tra la tensione  $S_{xx}$  e la tensione di Von Mises è dovuta alla presenza delle restanti tensioni aventi almeno una componente in Z e il fatto che tale differenza sia piccola dimostra la correttezza dell'assunzione della sola tensione  $S_{xx}$  come determinante per il calcolo della vita a fatica. Si fa presente che le componenti di tensione in Z sono dovute solamente alla geometria del dettaglio (assenza di simmetria rispetto al piano del piatto di base) e non alla condizione di carico e che quindi è corretto che tali componenti si annullino allontanandosi dal fazzoletto saldato: a distanza sufficiente dal piede della saldatura, infatti, la tensione di Von Mises tende a coincidere con la tensione principale  $S_{xx}$ .



Nel grafico precedente è altresì messa in evidenza l'influenza del tipo di elemento plate/shell utilizzato (quad 4 o quad 8). Si nota come i parametri tensionali si assestino su valori lievemente inferiori, a parità di discretizzazione, se si usano elementi del secondo ordine mentre il rapporto tra tensione principale  $S_{xx}$  e tensione di Von Mises sia sostanzialmente invariato. Tale aspetto è meglio spiegato in relazione al seguente grafico che illustra l'andamento della tensione di Hot Spot al variare della mesh (discretizzazione e tipo di elemento) e della modalità di saldatura. I risultati ottenuti con elementi del secondo ordine (quad 8) sono nettamente meno sensibili alla raffinatezza della mesh rispetto a quelli ottenuti con elementi lineari (quad 4) e si assestano su un valore lievemente inferiore. La spiegazione consiste nell'eccessiva "povertà" degli elementi lineari nel cogliere il picco di tensione: le stesse linee guida dell'IIW, infatti, promuovono il ricorso ad elementi ad 8 nodi soprattutto in presenza di forti gradienti tensionali con pronunciato andamento non lineare. Si può quindi affermare che il metodo Hot Spot basato sull'estrapolazione superficiale risulta marcatamente dipendente dalla mesh se si utilizzano elementi a 4 nodi, mentre lo è molto meno se si utilizzano elementi a 8 nodi. È opportuno precisare che la variabilità dei risultati, che in termini di tensione può apparire insignificante (circa 8 MPa di differenza nella tensione di picco tra coarse mesh e more fine mesh), può portare ad una stima oltremodo scorretta della vita a fatica in quanto esaltata della relazione esponenziale che lega tensioni e numero di cicli.

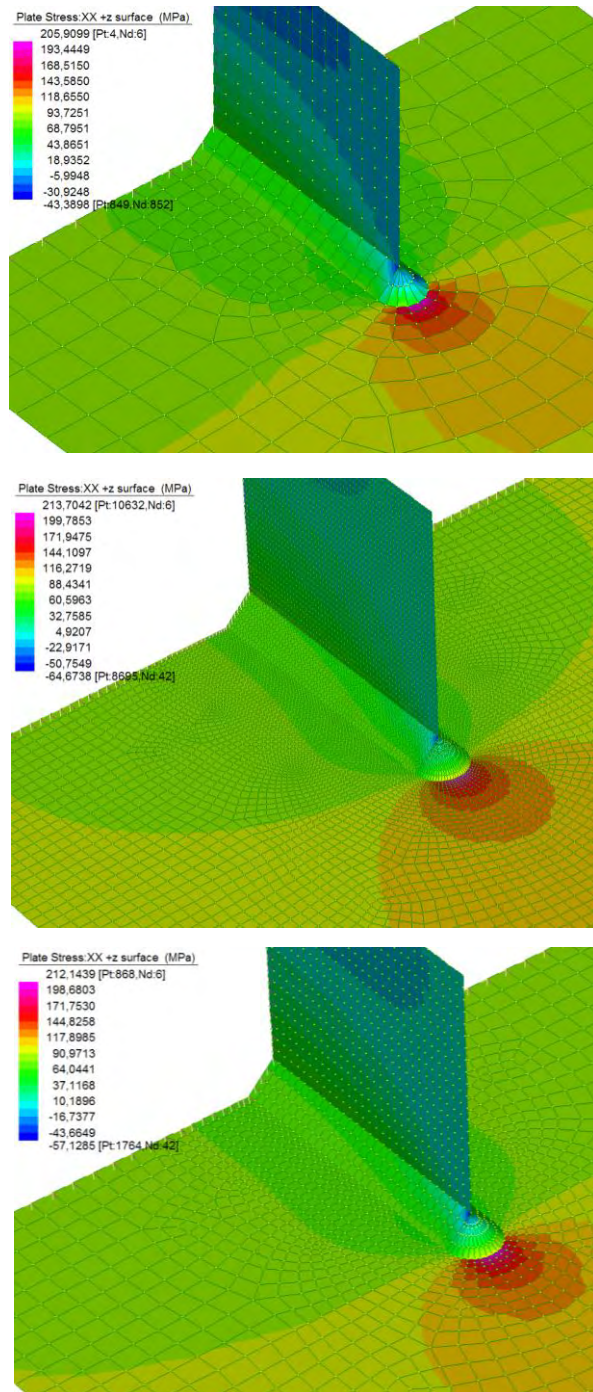
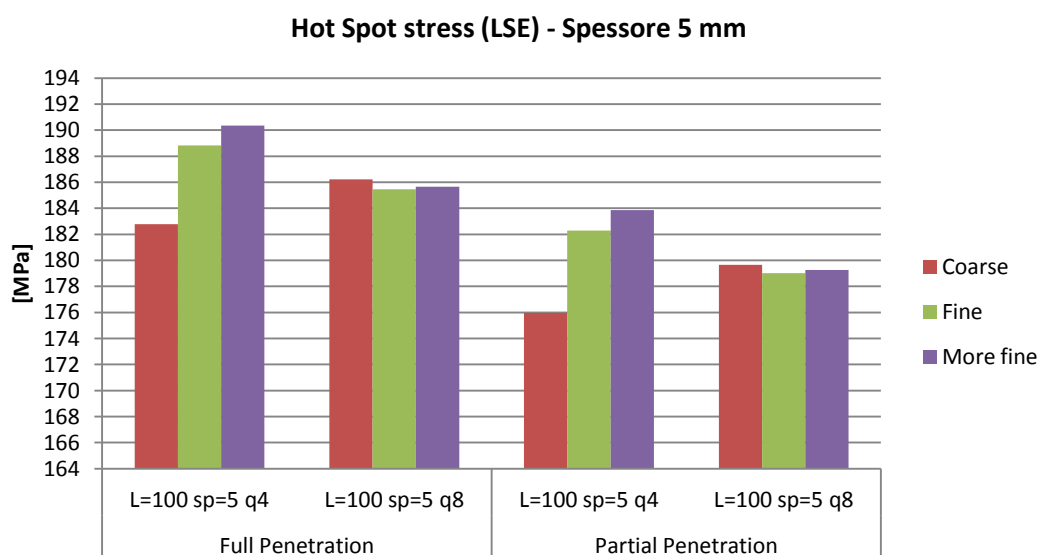


Fig.4.24: Contour delle tensioni  $S_{xx}$  al piede della saldatura. Dall'alto verso il basso si hanno le discretizzazioni coarse mesh, fine mesh e more fine mesh.

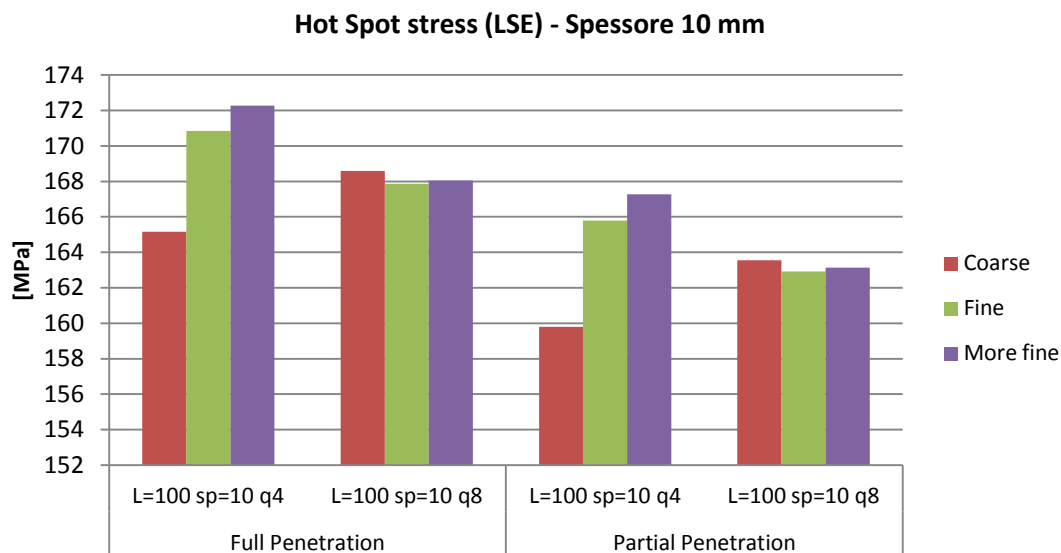


Dal grafico sottostante si nota inoltre come le tensioni di Hot Spot nel caso di saldatura a parziale penetrazione abbiano andamento e dipendenza dalla mesh del tutto analoghi al caso di completa penetrazione, eccetto avere entità inferiore: **sostanzialmente si può affermare che ci sia un fattore di scala che lega l'andamento tensionale delle due modellazioni** (nel caso in esame nel passare da completa a parziale penetrazione si ha una riduzione delle tensioni del 10% circa). Il significato numerico del risultato è da ricercare nel minore incremento di rigidezza che introduce una saldatura a parziale penetrazione rispetto ad una a completa penetrazione, con un conseguente picco tensionale meno localizzato e di minore entità. Non bisogna lasciarsi ingannare **quindi dall'idea che una saldatura a completa penetrazione sia in assoluto migliore rispetto ad una parziale**: se lo è in termini di resistenza massima (può sopportare una maggiore sollecitazione statica) non è detto che lo sia in termini di resistenza a fatica (sollecitazione ciclica).

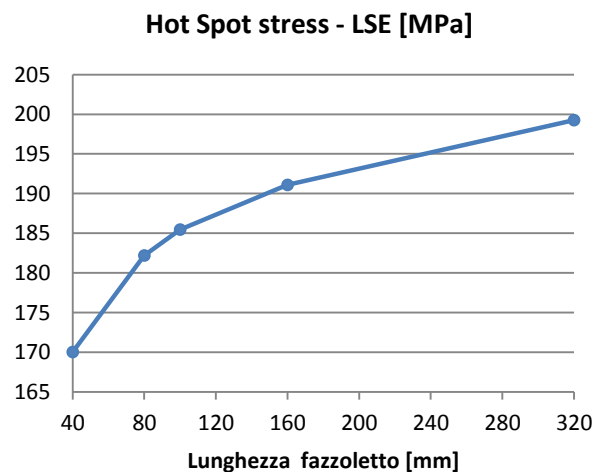
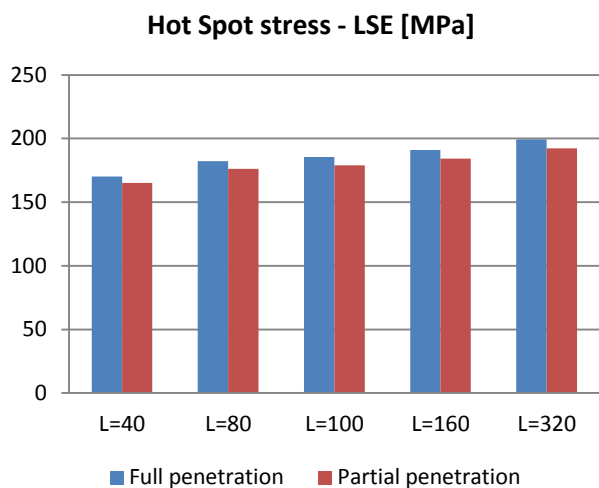


Il grafico seguente mette in evidenza l'effetto dello spessore delle piastre saldate sull'entità della tensione di Hot Spot. I parametri considerati sono gli stessi del grafico precedente e si nota come l'andamento delle tensioni sia del tutto analogo: l'unico effetto dell'incremento di spessore, che nello specifico è stato raddoppiato, è quello di ridurre l'entità delle tensioni. Analogamente a quanto affermato per l'effetto del tipo di saldatura, si può concludere che ci sia un fattore di scala che lega l'andamento tensionale alla variazione di spessore (nel caso in esame il raddoppio dello spessore provoca una riduzione delle tensioni dell'11% circa). La riduzione della tensione trova giustificazione osservando che, sebbene la componente membranale della tensione rimanga costante aumentando lo spessore (la sollecitazione applicata è sempre 100 MPa), la componente flessionale si riduce come logica conseguenza dell'incremento di inerzia. Il risultato ottenuto può apparire in contrasto con i dati

sperimentali, che dimostrano come aumentando lo spessore delle piastre saldate si riduca la vita a fatica in termini di numero di cicli, ma non è così: il valore di tensione al piede della saldatura ha significato prettamente statico e se si vuole relazionarlo alla vita a fatica bisogna considerare tutti i parametri previsti dalle normative che, a posteriori del calcolo tensionale, vanno a ridurre il numero di cicli resistente in funzione dello spessore (vedi §2.2.2).

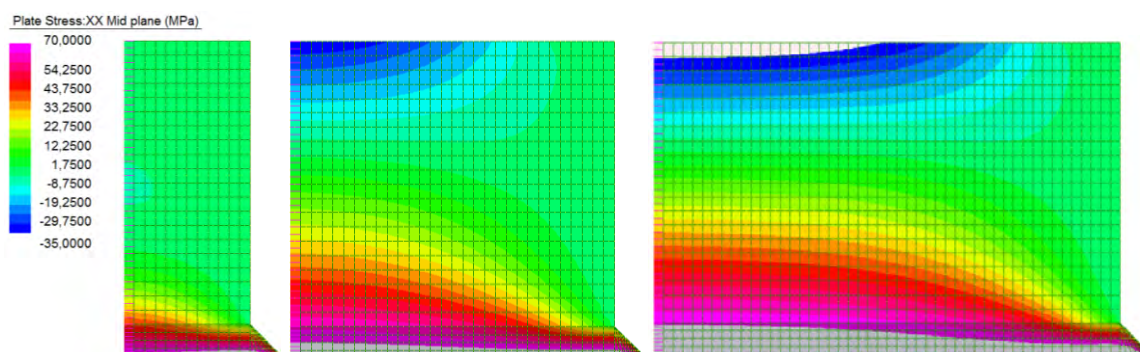


Concluse le considerazioni in merito alla tipologia di mesh, alla tecnica di saldatura e allo spessore e assunto che tali parametri non variano la loro incidenza (in termini di andamento delle tensioni) al variare della lunghezza L del fazzoletto saldato, resta da valutare proprio l'effetto che tale lunghezza può avere sulla tensione di Hot Spot. Nel grafico sottostante si riportano pertanto le tensioni calcolate al variare di L (dove L è assunta pari a 40, 80, 100, 160 e 320 mm): le lunghezze esaminate sono state scelte sulla base della distinzione fatta, in termini di classe di fatica, dalle normative



considerate, al fine di poter procedere ad un successivo confronto con i risultati **ottenuti con l'approccio nominale**. I risultati evidenziano un **progressivo incremento** della tensione di Hot Spot all'aumentare della lunghezza del fazzoletto e di conseguenza una diminuzione della vita a fatica stimata. Si può notare (grafico in basso a destra della pagina precedente) come l'incremento tensionale, molto marcato nel tratto iniziale, sia sempre meno intenso all'aumentare di L, tendendo ad esaurirsi per L sufficientemente grande.

La presenza del fazzoletto saldato provoca un incremento di rigidità nel piatto di base e di conseguenza il flusso tensionale, che nelle zone adeguatamente distanti dal fazzoletto risulta indisturbato (distribuzione delle tensioni costante tra due sezioni trasversali successive), viene deviato. Tale deviazione del flusso tensionale avviene con una progressiva migrazione di parte delle tensioni dal piatto di base al fazzoletto stesso, con formazione di una zona inferiore tesa e una zona superiore compressa (**Fig.4.25**) e in modo tale che l'integrale delle tensioni su ciascuna sezione trasversale del dettaglio rimanga costante e pari alla tensione nominale (100 MPa). A partire da una certa distanza dal piede della saldatura, l'incremento delle tensioni all'interno del fazzoletto si stabilizza e il flusso tensionale torna ad essere invariabile: le tensioni all'interno del fazzoletto raggiungono quindi un valore massimo che, oltre una certa lunghezza del fazzoletto stesso, risulta costante.



*Fig.4.25: Andamento delle tensioni  $S_{xx}$  all'interno del fazzoletto saldato. La discretizzazione di riferimento è la fine mesh e al contour si è applicato un limite delle tensioni inferiore pari a -35 MPa e superiore pari a 70 MPa al fine di meglio evidenziare i colori e rendere direttamente confrontabili i modelli.*

Si intuisce come l'effetto della rigidità del fazzoletto sul picco tensionale, che nel caso specifico potrebbe apparire sola funzione del suo spessore, dipenda in realtà anche dalla sua lunghezza e dalla sua altezza. Se il fazzoletto non è abbastanza lungo da garantire il raggiungimento di tali tensioni massime di trazione e compressione, ovvero il flusso tensionale non ha la possibilità di svilupparsi e stabilizzarsi completamente all'interno del fazzoletto, nemmeno l'incremento tensionale alla base della saldatura può raggiungere il suo valore massimo.

Nel dettaglio in esame si nota come nel modello avente il fazzoletto più corto ( $L=40$  mm) non solo il flusso delle tensioni non ha la possibilità di stabilizzarsi ma non vi è nemmeno la formazione della zona superiore compressa; a mano a mano che aumenta la lunghezza del fazzoletto le zone tesa e compressa sono sempre più marcate e l'andamento tensionale risulta sempre meno variabile fino a che, oltre una certa lunghezza (sostanzialmente già a partire da  $L=100$  mm), la massima tensione di compressione e di trazione risultano invariabili.

Questo risultato giustifica la diversa classe di fatica che le normative attribuiscono al gusset plate al variare della lunghezza del fazzoletto: correttamente le normative favoriscono i dettagli aventi fazzoletto più corto, attribuendo ad essi classi di fatica più elevate, e penalizzano quelli aventi fazzoletto più lungo, fino ad una lunghezza minima oltre la quale la classe di fatica rimane costante.

Nel seguito vengono riportati i risultati in termini di vita a fatica basati sulle tensioni nominali e sulle tensioni di Hot Spot e si procede ad un confronto tra le normative EC3-NTC'08, IIW e DNV:

- in termini di approccio Hot Spot, il dettaglio in esame viene classificato come FAT 100 da EC3 e IIW, mentre viene classificato dalla DNV come appartenente alla curva D (indipendentemente dalla lunghezza dell'irrigidimento);

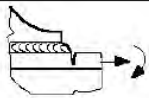
No	Structural detail	Description	Requirements	FAT Steel	FAT Alu.
4		Bracket ends, ends of longitudinal stiffeners	Fillet welds welded around or not, as welded	100	40

Fig.4.26: Classificazione Hot Spot del gusset plate secondo EC3 e IIW.

- in termini di approccio nominale il dettaglio viene classificato in funzione della lunghezza del fazzoletto di irrigidimento (FAT 56-80 secondo l'EC3, FAT 50-80 secondo l'IIW e curve dalla E alla F3 secondo la DNV).

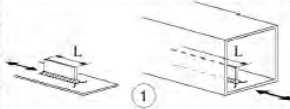
Detail category	Constructional detail	Description	Requirements
80	$L \leq 50$ mm	 <p>Longitudinal attachments:</p> <p>1) The detail category varies according to the length of the attachment L.</p>	The thickness of the attachment must be less than its height. If not see Table 8.5, details 5 or 6.
71	$50 < L \leq 80$ mm		
63	$80 < L \leq 100$ mm		
56	$L > 100$ mm		

Fig.4.27: Classificazione FAT del gusset plate secondo EC3 e NTC'08.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.
521		Longitudinal fillet welded gusset of length $l$ . Fillet weld around end. $l < 50$ mm $l < 150$ mm $l < 300$ mm $l > 300$ mm	80 71 63 50

Fig.4.28: Classificazione FAT del gusset plate secondo le linee guida dell'IIW.

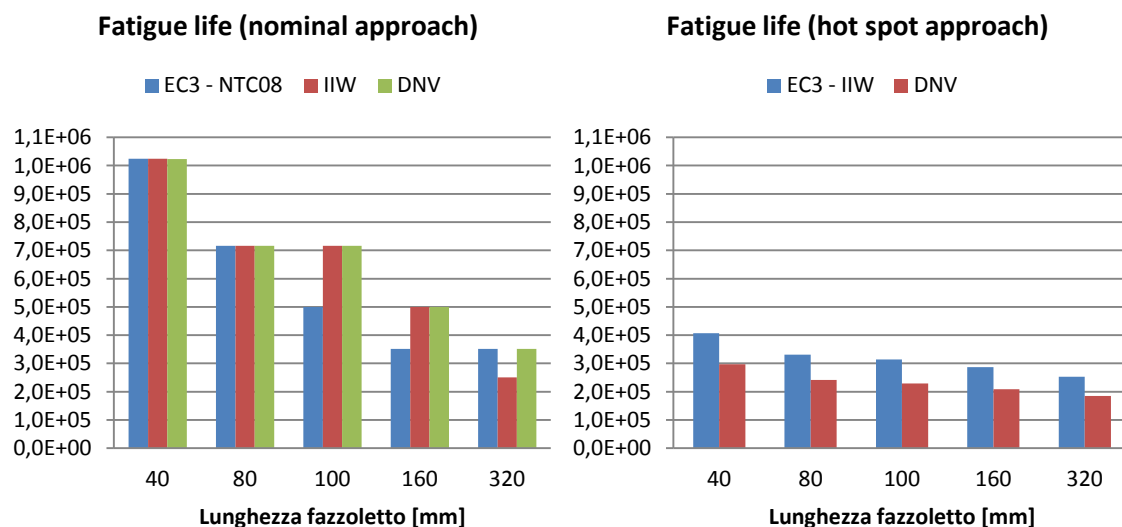
Detail category	Constructional details	Description	Requirement
	<p>1.</p> <p>2.</p>	<p>1. Welded longitudinal attachment</p> <p>2. Doubling plate welded to a plate.</p>	<p>1. and 2. The detail category is given for:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— Edge distance <math>\geq 10</math>mm</li> <li>— For edge distance <math>&lt; 10</math> mm the detail category shall be downgraded with one S-N-curve</li> </ul>
E	$l \leq 50$ mm		
F	$50 < l \leq 120$ mm		
F1	$120 < l \leq 300$ mm		
F3	$l > 300$ mm		

Fig.4.29: Classificazione FAT del gusset plate secondo DNV.

Considerando che l'andamento dei risultati in termini di vita a fatica rispecchia l'andamento delle tensioni di Hot Spot precedentemente presentato al variare dei modelli elaborati (spessore delle piastre, tipo di saldatura e mesh), ci si limita a riportare di seguito i risultati ottenuti con saldatura a completa penetrazione, spessore dei piatti pari a 5 mm, discretizzazione fine mesh ed elementi quad 8.

Lunghezza fazzoletto [mm]	Hot Spot approach (LSE)		Nominal approach		
	N° EC3 - IIW	N° DNV	N° EC3 - NTC08	N° IIW	N° DNV
<b>40</b>	4,07E+05	2,97E+05	1,02E+06	1,02E+06	1,02E+06
<b>80</b>	3,31E+05	2,41E+05	7,16E+05	7,16E+05	7,16E+05
<b>100</b>	3,14E+05	2,29E+05	5,00E+05	7,16E+05	7,16E+05
<b>160</b>	2,87E+05	2,09E+05	3,51E+05	5,00E+05	5,00E+05
<b>320</b>	2,53E+05	1,84E+05	3,51E+05	2,50E+05	3,52E+05

Come si può notare (grafico sotto a destra), i risultati in termini di numero di cicli ottenuti con l'approccio Hot Spot riflettono l'andamento dei risultati ottenuti e già descritti in termini di tensioni: maggiori sono le tensioni, minore è la resistenza a fatica. Si segnala soltanto un discreto scostamento dei risultati prodotti dall'approccio delle DNV rispetto a quello delle altre due normative e dovuto, al solito, a una diversa formulazione del problema. Il grafico a sinistra invece riporta i risultati ottenuti con l'approccio nominale e mostra lo stesso andamento decrescente della vita a fatica all'aumentare della lunghezza del fazzoletto.



Sulla base dell'approccio nominale si evidenzia che:

- le normative messe a confronto non offrono una classificazione univoca del dettaglio considerato in base alla lunghezza del fazzoletto: gli estremi di alcuni degli intervalli di lunghezza proposti per la definizione delle classi di fatica differiscono in misura sensibile tra le diverse normative, rendendo impossibile un'omogenea individuazione della classe di appartenenza e, pertanto, un confronto coerente tra le diverse formulazioni;
- la suddivisione in classi in funzione di L appare piuttosto grossolana, producendo dei risultati che non mostrano alcuna continuità. È di tutta evidenza che, per esempio, passando da un fazzoletto lungo 49 mm a uno lungo 51 mm, secondo le norme EC3-NTC'08, si avrebbe una penalizzazione sproporzionata in termini di vita (riduzione del 30%), penalizzazione peraltro che permane inverosimilmente invariata fino ad una lunghezza di 80 mm.

Confrontando poi l'approccio nominale con quello Hot Spot:

si verifica per lo specifico dettaglio in esame una tendenza opposta a quella osservata nel caso del cover plate: l'approccio Nominal Stress, infatti, fornisce risultati largamente meno cautelativi rispetto a quelli ottenuti con l'Hot Spot, con una riduzione anche dell'ordine del 60% (si veda il caso  $L=40$  mm per EC3-NTC'08). Tuttavia, sulla base dei dati sperimentali (**Fig.4.30**) si può dedurre che, con riferimento al gusset plate, l'approccio previsto dalle normative considerate per calcolare la vita a fatica sulla base delle tensioni di Hot Spot sia troppo cautelativo per piastre di piccolo spessore. In particolare si è indotti a credere che la correzione sullo spessore prevista vada a penalizzare eccessivamente le piastre di spessore inferiore a 25 mm, annullandone il bonus di resistenza a fatica.

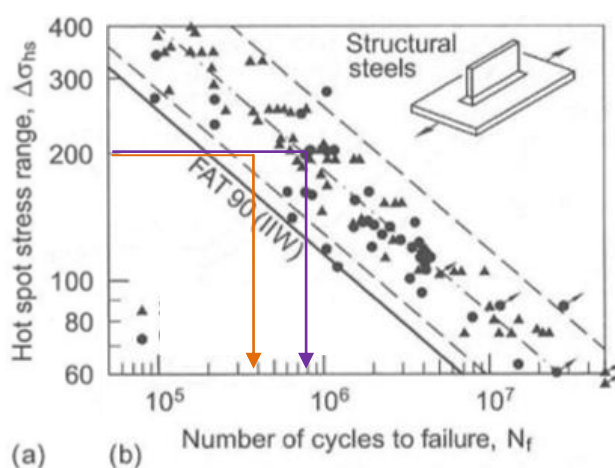


Fig.4.30: Intervalli di tensione di Hot Spot derivanti da test a fatica. Con riferimento al dettaglio  $L=320$  mm,  $sp=5$  mm e saldatura a completa penetrazione, la freccia arancione relaziona la tensione di Hot Spot calcolata e il relativo numero di cicli a fatica secondo l'approccio dell'IIW mentre la freccia viola relaziona la medesima tensione con il numero di cicli ottenuto sperimentalmente.

#### 4.2.2. Approccio di Dong basato sulle forze nodali equivalenti

Nel seguito sono presentati i risultati ottenuti con l'applicazione del metodo di Dong. Si fa notare che non vi è più la necessità di limitare l'analisi alla sezione longitudinale mediana, come nel caso di estrapolazione superficiale, in quanto il metodo sfrutta le forze equivalenti riferite ai nodi appartenenti all'intera linea di base della saldatura e il punto più critico viene quindi automaticamente identificato.

La stima della resistenza a fatica è stata ricavata sulla base del parametro Equivalent **Structural Stress** ( $\Delta S_{ESS}$ ) e della Master S-N Curve (in accordo al **§3.3.1**) e viene presentata al variare dei seguenti standard:

- approccio recepito dalla normativa americana ASME 2007;
- approccio originalmente proposto da Dong (WRC 474 Bulletin);
- approccio del Battelle JIP.

La geometria del provino è tale per cui il punto critico del cordone di saldatura si localizzi al piede dello stesso in corrispondenza del punto più estremo della testa del cordone. Non a caso tale posizione rappresenta il punto in cui è prevista (anche dalle normative) la formazione della cricca da fatica per il dettaglio in considerazione. Peraltro la simmetria del dettaglio è tale per cui in tale posizione critica si ha la massima tensione ortogonale al cordone e al contempo tensioni tangenziali nulle, il che rende di fatto non necessaria la correzione prevista dal metodo di Dong per **considerare l'effetto delle tensioni multiassiali. Differente situazione si verifica nel caso del gusset plate obliquo**, in cui il punto del cordone dimensionante a fatica presenta una combinazione di tensioni tangenziali e normali e pertanto non è noto a priori.

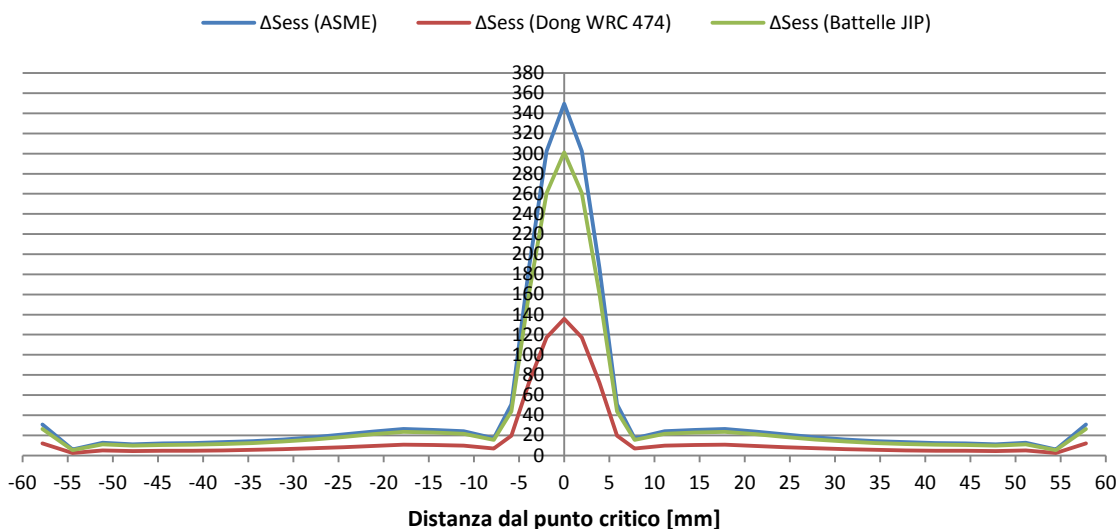
In tutti i casi il punto critico della saldatura si è manifestato in corrispondenza della **massima tensione Equivalent Structural Stress** ( $\Delta S_{ESS}$ ), ovvero in corrispondenza della massima tensione ortogonale al cordone (su cui si fonda il calcolo del parametro  $\Delta S_{ESS}$ ).

Al fine di presentare gli effetti che hanno la modalità di saldatura (parziale e completa penetrazione), la discretizzazione (dimensione degli elementi) e lo spessore delle piastre sul calcolo della vita a fatica, si riportano nel seguito i risultati ottenuti con riferimento al dettaglio avente lunghezza del fazzoletto saldato pari a 100 mm. **L'effetto dei suddetti parametri sulle tensioni, infatti, non varia al variare della lunghezza del fazzoletto e i risultati si presentano del tutto analoghi come andamento.**

**Il grafico seguente presenta l'andamento del parametro Equivalent Structural Stress** calcolato lungo la linea di base del cordone di saldatura e in accordo con i tre approcci sopra nominati.



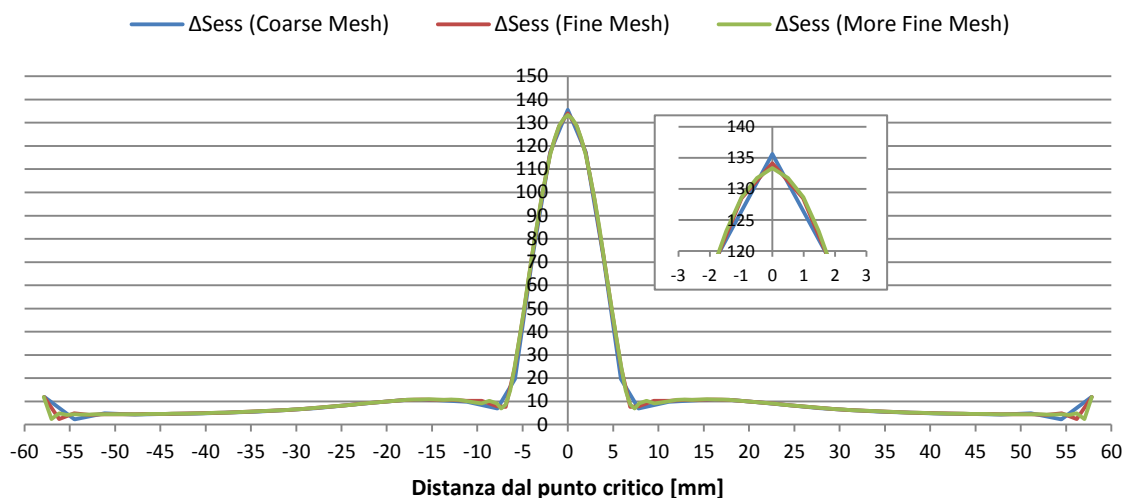
### Andamento del parametro $\Delta S_{ESS}$ [MPa] - Coarse Mesh



Appare evidente come nei tre casi l'andamento della tensione sia del tutto analogo, tanto che si potrebbe affermare che ci sia un fattore di scala a correlarle. Tale osservazione potrebbe indurre a pensare che la stima della vita a fatica rifletta lo stesso andamento, essendo basata proprio sul parametro  $\Delta S_{ESS}$ , e che quindi possa differire in maniera non trascurabile al variare degli approcci: non è così. Il fatto che le tensioni siano scalate tra loro è dovuto solamente ad una differente formulazione introdotta per il calcolo delle stesse e viene compensata con una analoga differente formulazione del calcolo della vita a fatica. Si vedrà nel seguito che in termini di numero di cicli i risultati appaiono concordi. Come nel caso del cover plate, anche qui i "baffi" verso l'alto (picchi di incremento positivo del parametro  $\Delta S_{ESS}$ ) che si possono vedere agli estremi del cordone sono dovuti non ad effetti fisici di bordo, quanto all'implementazione del metodo di Dong: qualora si vogliano indagare queste zone, l'autore stesso ha proposto una correzione al suo metodo definita *Generalized Virtual Node Method* (vedi §2.2.4) che qui non è presa in considerazione. Nel caso in esame infatti, la zona critica della saldatura non include le estremità del cordone.

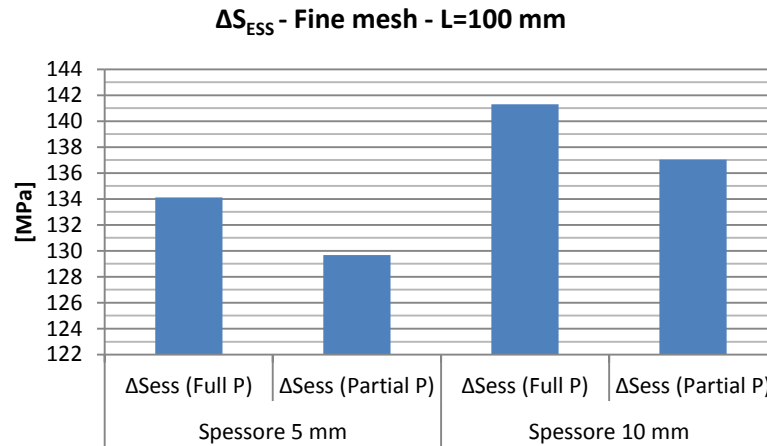
Di seguito è presentato il grafico che riporta l'andamento del parametro  $\Delta S_{ESS}$  per le diverse mesh analizzate. In accordo con quanto acclamato da Dong, si evidenzia un'effettiva insensibilità alla discretizzazione sia in termini di andamento che di entità del parametro. Si precisa che, per chiarezza, il grafico riporta i risultati ottenuti limitatamente all'approccio originale di Dong (WRC 474 Bulletin) ma l'insensibilità alla mesh è del tutto mantenuta anche negli approcci proposti dall'ASME e dal Battelle JIP.

### Andamento del parametro $\Delta S_{ESS}$ al variare della mesh [MPa]

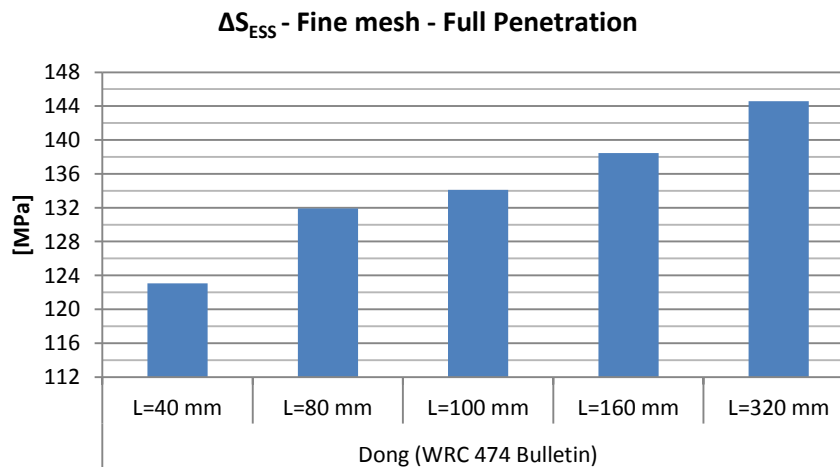


Considerato che l'andamento della tensione lungo il piede della saldatura sopra presentato (picco tensionale in corrispondenza della mezzzeria) non cambia al variare della modalità di saldatura e dello spessore delle piastre, per indagare questi due aspetti nel seguito si presentano i risultati esclusivamente in termini di entità massima del parametro  $\Delta S_{ESS}$ .

Dal grafico sottostante si nota come nel caso di saldatura a parziale penetrazione il valore massimo del parametro  $\Delta S_{ESS}$  abbia entità inferiore rispetto al caso di completa penetrazione. L'andamento tensionale nelle due modellazioni appare semplicemente scalato e, nel caso in esame, nel passare da completa a parziale penetrazione si ha una riduzione delle tensioni del 3% circa. Il significato numerico del risultato è da ricercare nel minore incremento di rigidità che introduce una saldatura a parziale penetrazione rispetto ad una a completa penetrazione, come già spiegato in riferimento all'extrapolazione superficiale (vedi §4.2.1). Per quanto riguarda l'effetto dello spessore delle piastre saldate sull'entità del parametro  $\Delta S_{ESS}$ , analogamente a quanto affermato per l'effetto del tipo di saldatura, l'unico effetto dell'incremento di spessore, che nello specifico è stato raddoppiato, è quello di ridurre l'entità delle tensioni. Anche in questo caso, il risultato è del tutto coerente con quanto presentato in relazione all'extrapolazione superficiale.



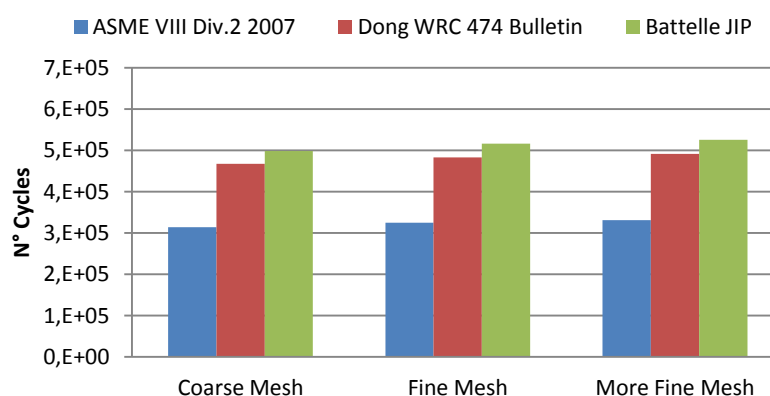
Concluse le considerazioni in merito alla tipologia di mesh, alla tecnica di saldatura e allo spessore e assunto che tali parametri non variano la loro incidenza (in termini di andamento del parametro Equivalent Structural Stress) al variare della lunghezza L del fazzoletto saldato, resta da valutare proprio l'effetto che tale lunghezza può produrre. Nel grafico sottostante si riportano pertanto le tensioni calcolate al variare di L (dove L è assunta pari a 40, 80, 100, 160 e 320 mm). I risultati evidenziano un progressivo incremento della tensione all'aumentare della lunghezza del fazzoletto e di conseguenza una diminuzione della vita a fatica stimata. Si può notare (vedi grafico sottostante) come l'incremento tensionale, molto marcato nel tratto iniziale, sia sempre meno intenso all'aumentare di L, confermando l'andamento già mostrato in riferimento all'extrapolazione superficiale (vedi §4.2.1).



Di seguito si riportano i risultati ottenuti in termini di vita a fatica (n° di cicli) al variare dei tre approcci considerati e della discretizzazione. Il dettaglio di riferimento, a titolo di esempio, è quello che presenta fazzoletto lungo 100 mm, spessore delle piastre 5 mm e saldatura a completa penetrazione.

	<b>ASME VIII Div.2 2007</b>	<b>Dong WRC 474 Bulletin</b>	<b>Battelle JIP</b>
Coarse Mesh	3,14E+05	4,67E+05	4,99E+05
Fine Mesh	3,25E+05	4,83E+05	5,16E+05
More Fine Mesh	3,31E+05	4,92E+05	5,26E+05

**Fatigue Life (n° cycles)**



I risultati evidentemente riflettono l'andamento del parametro Equivalent Structural Stress, come era logico aspettarsi essendo direttamente correlati dall'equazione della Master Curve, e in particolare è confermata l'insensibilità alla mesh.

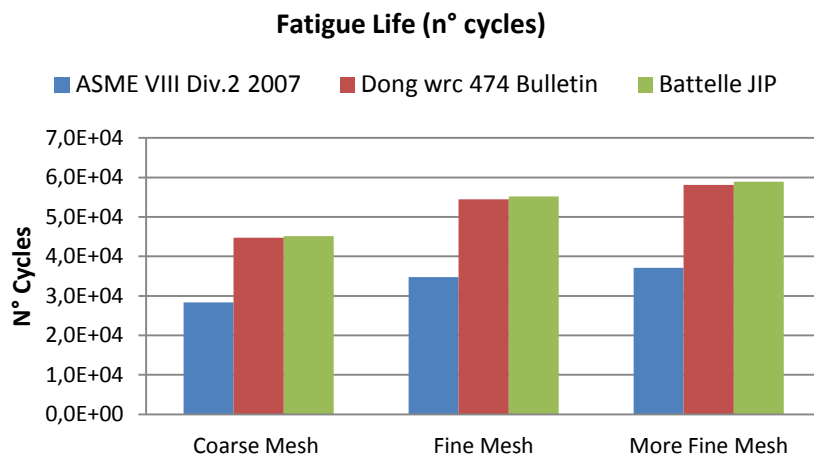
L'approccio previsto dalla normativa ASME appare più cautelativo rispetto agli altri due, che invece forniscono risultati simili. Il motivo è sostanzialmente da ricercare nella correzione allo spessore (vedi §3.3.2) che la normativa ha previsto per ridurre la sovrarresistenza a fatica delle piastre di piccolo spessore: tale correzione nel metodo originale non è adottata.

Si fa presente che i risultati fin qui riportati derivano da analisi basate in parte sulla modalità di interpolazione delle forze nodali prevista da Dong e in parte basate sulla modalità da me proposta (vedi §3.3.2). Non si è proceduto ad una differenziazione da questo punto di vista in quanto i risultati prodotti si sono verificati essere del tutto analoghi in termini di andamento (compresa l'insensibilità alla mesh) ed entità.

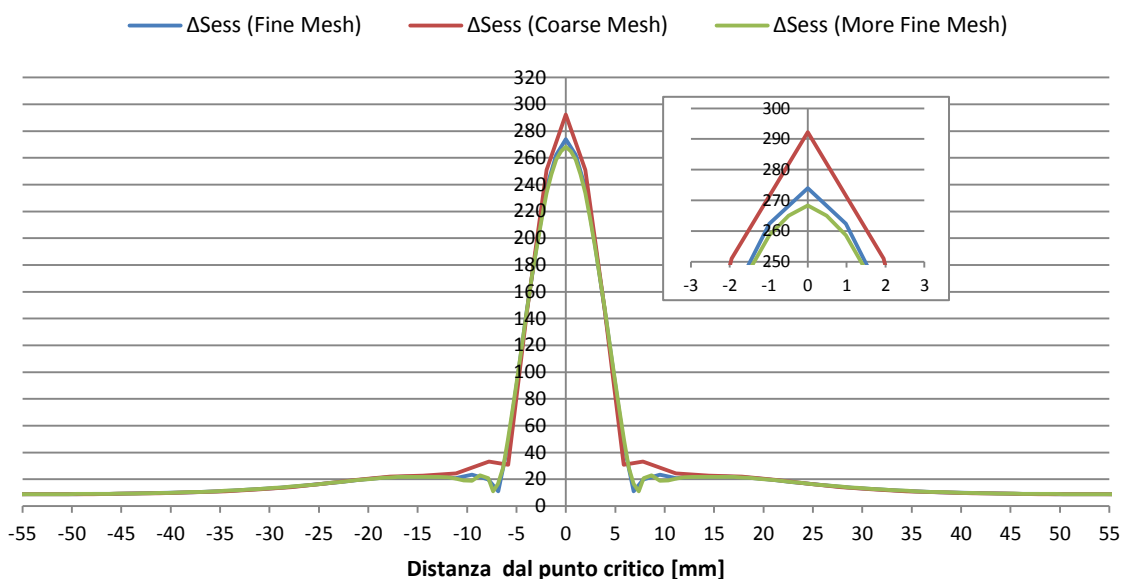
Nel seguito invece si riporta una considerazione che riguarda la modalità di interpolazione proposta dall'ASME e non adottata nei calcoli della vita a fatica svolti nel presente studio in quanto, a mio giudizio, troppo semplificativa. Nella tabella e nei grafici sottostanti, nel contesto del gusset plate dotato di fazzoletto lungo 100 mm, spessore 5 mm e saldatura a completa penetrazione, vengono mostrati i difetti evidenziati, ovvero:

- scarsa insensibilità alla mesh;
- sottostima della vita a fatica (rispetto al metodo di interpolazione originale) dovuta ad una sovrastima della tensione Structural Stress.

	<b>ASME VIII Div.2 2007</b>	<b>Dong WRC 474 Bulletin</b>	<b>Battelle JIP</b>
Coarse Mesh	2,84E+04	4,47E+04	4,51E+04
Fine Mesh	3,47E+04	5,45E+04	5,52E+04
More Fine Mesh	3,71E+04	5,81E+04	5,89E+04



### Andamento del parametro $\Delta S_{ESS}$ al variare della mesh [MPa]

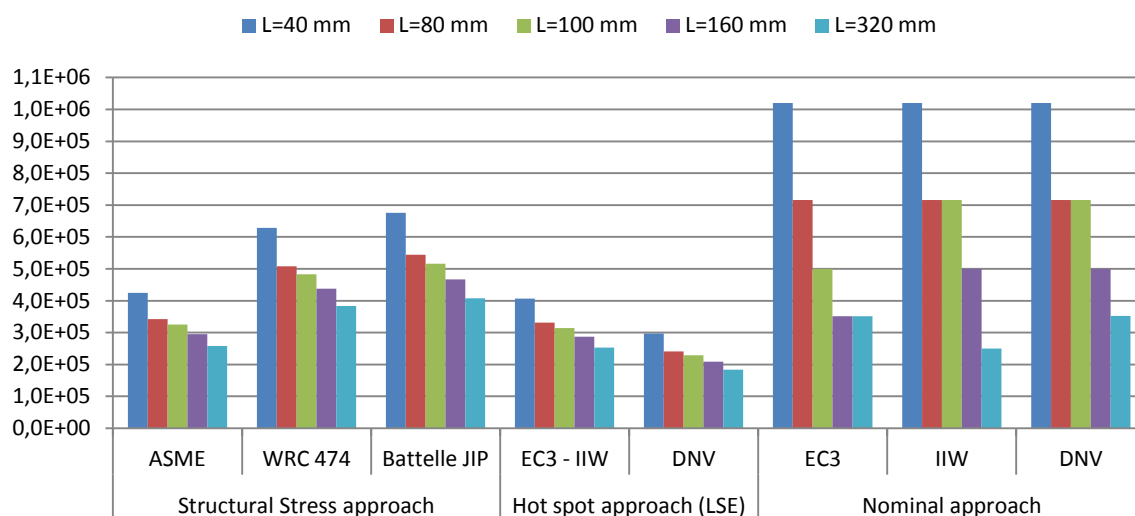


#### 4.2.3. Confronto tra i metodi

Di seguito si riportano, a titolo di confronto globale, i risultati ottenuti in termini di vita a fatica ( $n^\circ$  di cicli). Si prendono in considerazione tutti i modelli al variare della lunghezza L del fazzoletto, tutti i metodi applicati e le relative normative. I dati di seguito tabellati fanno riferimento alla discretizzazione denominata Fine Mesh dei modelli con spessore 5 mm e con saldatura a completa penetrazione.

L fazzoletto [mm]	Structural Stress approach			Hot spot approach (LSE)		Nominal approach		
	ASME	WRC 474	Battelle JIP	N° EC3 - IIW	N° DNV	N° EC3	N° IIW	N° DNV
40	4,25E+05	6,29E+05	6,76E+05	4,07E+05	2,97E+05	1,02E+06	1,02E+06	1,02E+06
80	3,42E+05	5,08E+05	5,44E+05	3,31E+05	2,41E+05	7,16E+05	7,16E+05	7,16E+05
100	3,25E+05	4,83E+05	5,16E+05	3,14E+05	2,29E+05	5,00E+05	7,16E+05	7,16E+05
160	2,95E+05	4,38E+05	4,67E+05	2,87E+05	2,09E+05	3,51E+05	5,00E+05	5,00E+05
320	2,58E+05	3,84E+05	4,08E+05	2,53E+05	1,84E+05	3,51E+05	2,50E+05	3,52E+05

### Fatigue Life (n° cycles)



È confermato l'andamento decrescente della vita a fatica all'aumentare della lunghezza del fazzoletto. Si evidenzia inoltre ancora una volta il carattere notevolmente più conservativo dell'approccio Nominal Stress rispetto a quello Hot Spot e Structural Stress. Tuttavia, a un'analisi più attenta, si può notare come tale natura del metodo basato sulle tensioni nominali si affievolisca all'aumentare della lunghezza del fazzoletto: già a partire dal modello con L=100 mm alcune normative forniscono risultati del tutto simili (si confrontino, per esempio, il numero di cicli secondo il Nominal Approach dell'EC3 con quello secondo lo Structural Stress del Battelle JIP), arrivando in alcuni casi a un'inversione di tendenza per i modelli con L=160 mm e L=320 mm (si vedano, in particolare per il modello con L=320 mm, i casi Nominal Approach dell'IIW e Structural Stress Approach del Battelle JIP).

Con l'approccio basato sulle tensioni di Hot Spot, cogliendo la macro-geometria del dettaglio e le localizzazioni di tensione, si ha una stima della vita a fatica meno cautelativa rispetto a quella ottenuta con l'approccio Nominal Stress. Da un confronto globale sui tre approcci si evidenzia anzi come proprio il metodo Hot Spot fornisca i risultati meno cautelativi, in particolare secondo la formulazione proposta dalle DNV.

In realtà però è lo Structural Stress Approach a restituire i risultati più attendibili in termini di numero di cicli, confermando la bontà del metodo proposto da Dong. Tale considerazione si evince dal grafico seguente, che riporta i dati sperimentali ottenuti da un gusset plate dotato di fazzoletto longitudinale avente lunghezza  $\approx 50$  mm (in legenda identificato dalla sigla HHI\_3): si nota come entrando nel grafico con una tensione di circa 127 MPa (corrispondente alla tensione per L=50 mm ricavata mediante interpolazione tra i dati dei nostri modelli) si ha un numero di cicli circa pari a  $6,0E+05$ , in linea con quelli ottenuti mediante la formulazione del WRC 474.

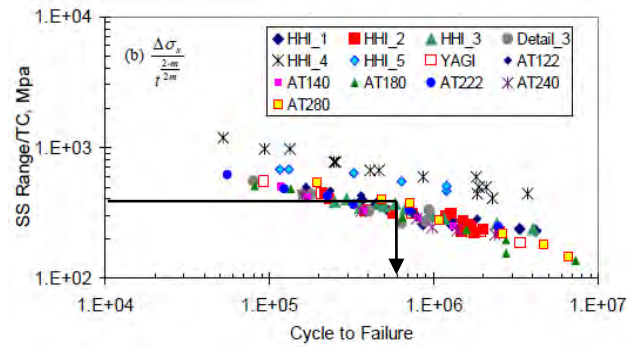


Fig.4.31: Valori sperimentali dello Structural Stress in funzione del numero di cili, per svariati provini.

### 4.3. Gusset plate obliquo

La problematica della multiassialità delle tensioni è stata infine studiata nello specifico su un **dettaglio che ne permetta l'esaltazione**, ovvero una piastra irrigidita mediante un fazzoletto inclinato di 45° rispetto alla direzione del carico (**Fig.4.32**). La lunghezza del fazzoletto è assunta pari a 100 mm mentre lo spessore delle piastre pari a 5 mm. Tale modello è stato analizzato con le stesse modalità di discretizzazione e saldatura presentate per il gusset plate longitudinale; fa eccezione **la specifica necessità di modellare l'intero dettaglio a causa dell'assenza di simmetria geometrica**.

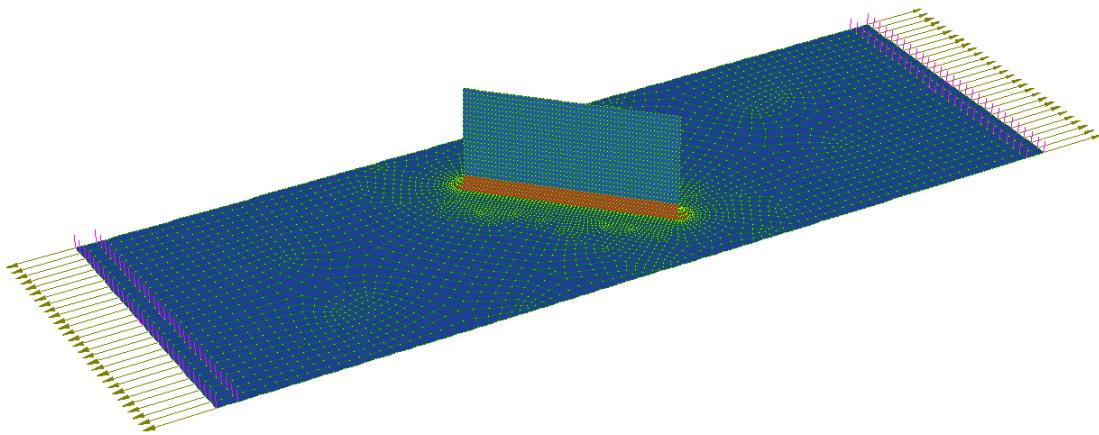


Fig.4.32: Modello agli elementi finiti del gusset plate obliquo con discretizzazione fine mesh.

#### 4.3.1. Approccio di Dong e correzione multiassiale

La presenza di tensioni multiassiali al piede del cordone di saldatura indotte dalla geometria dello stesso nel caso del gusset plate longitudinale si è dimostrata del tutto irrilevante in quanto il punto critico del cordone è l'estremità della testa



arrotondata, dove si verifica la massima tensione ortogonale di trazione in concomitanza ad una tensione tangenziale nulla (**Fig.4.33**).

Diverso è il caso del gusset plate con fazzoletto obliquo rispetto alla direzione del carico. La geometria è tale per cui il punto del cordone che risulta dimensionante a fatica presenta una combinazione di tensioni tangenziali e normali diverse da zero e peraltro non è determinabile a priori (**Fig.4.34**). Da questo punto di vista il metodo di Dong, che prevede di studiare l'intero cordone di saldatura per determinare il punto di massima tensione Structural Stress (ovvero quello dimensionante a fatica), rappresenta un notevole vantaggio rispetto ai metodi di tipo Hot Spot, che richiedono di individuare a priori il punto critico verso il quale estrapolare le tensioni, e ovviamente un ancor maggiore vantaggio rispetto al metodo nominale, che sulla base delle classificazioni a fatica presentate nelle normative non coglie nemmeno l'inclinazione del fazzoletto.

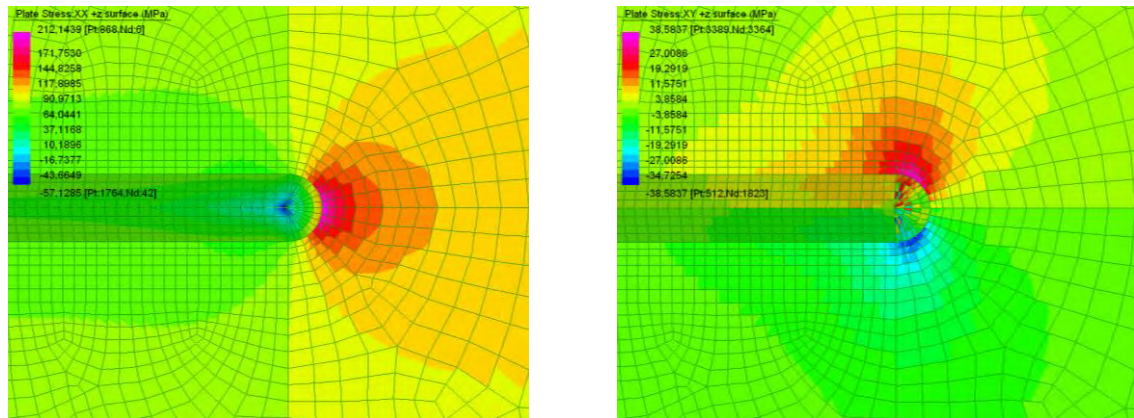


Fig.4.33: Contour delle tensioni  $S_{xx}$  (a sinistra) e  $S_{xy}$  (a destra) nel caso di gusset plate longitudinale e fine mesh.

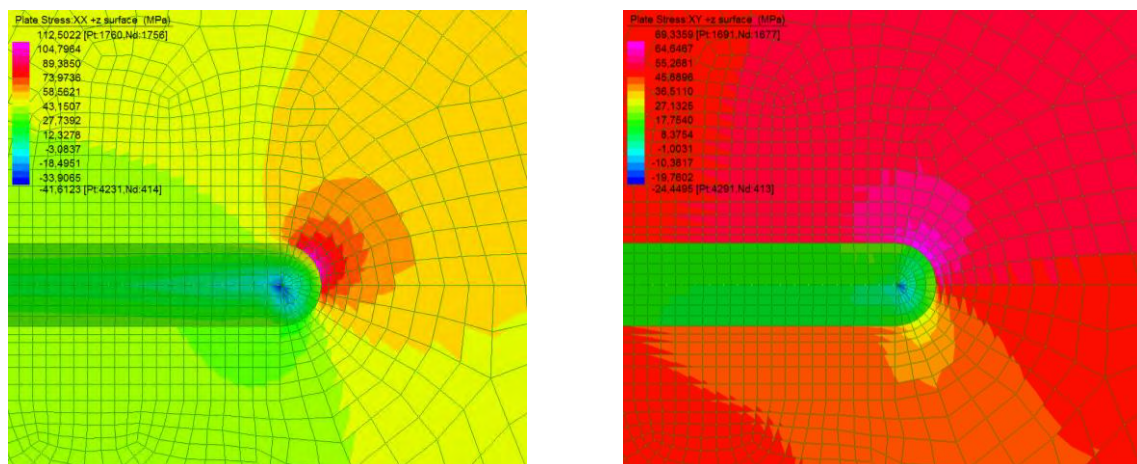
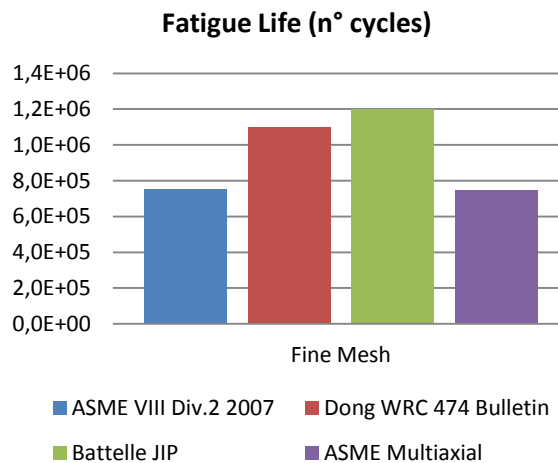


Fig.4.34: Contour delle tensioni  $S_{xx}$  (a sinistra) e  $S_{xy}$  (a destra) nel caso di gusset plate obliquo e fine mesh.

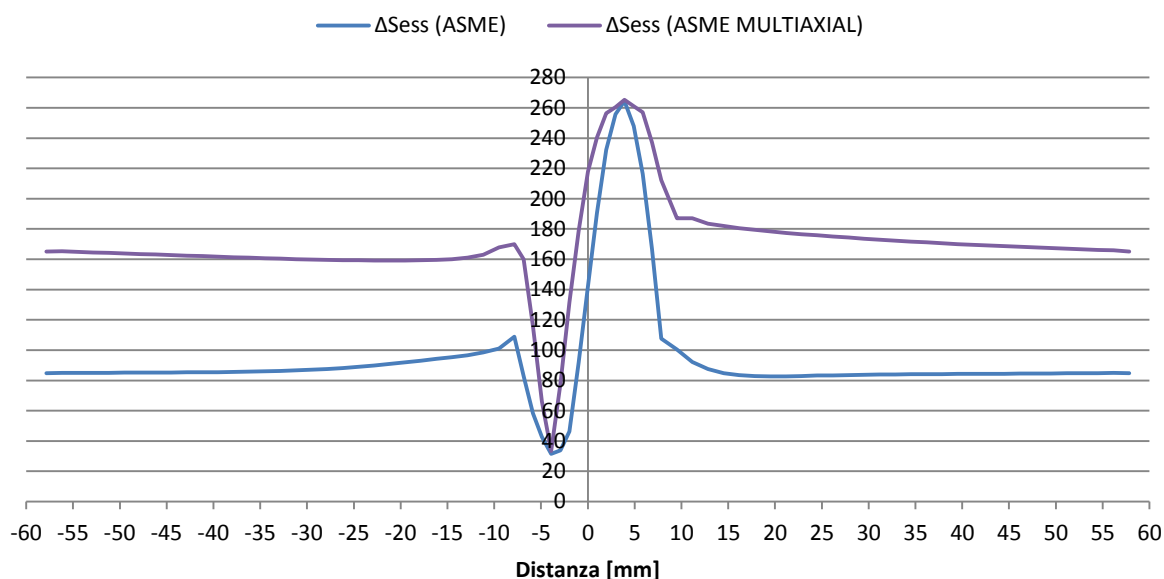
Nel seguito sono presentati i risultati in termini di vita a fatica (n° di cicli) e, vista l'insensibilità alla discretizzazione, si fa riferimento alla sola fine mesh. Viene confrontato il metodo di Dong senza correzione multiassiale (ovvero i tre approcci considerati anche per il gusset plate longitudinale) con quello multiassiale che tiene conto sia della componente ortogonale che tangenziale delle forze nodali (ASME Multiaxial).

	N° cycles
ASME VIII Div.2 2007	<b>7,50E+05</b>
Dong WRC 474 Bulletin	1,10E+06
Battelle JIP	1,20E+06
ASME Multiaxial	<b>7,44E+05</b>



In linea con i risultati ottenuti per il gusset plate longitudinale, la stima della vita a fatica con l'approccio dell'ASME risulta più cautelativa rispetto a quella ottenuta con il metodo di Dong originale e con la proposta del Battelle JIP: questi ultimi infatti non prevedono alcuna correzione nel caso di piastre di piccolo spessore. Ciò che appare inaspettato è invece il risultato ottenuto con l'approccio multiassiale dell'ASME: la stima della vita a fatica è sostanzialmente uguale (leggermente inferiore) a quella ottenuta con l'approccio monoassiale, quando ci si aspettava un netto decremento della resistenza. Il valore massimo di tensione Structural Stress calcolato dai due approcci è infatti del tutto comparabile e ha luogo nel medesimo punto, come è evidenziato dal grafico seguente che presenta l'andamento del parametro Equivalent Structural Stress calcolato lungo la linea di base del cordone di saldatura. In questo caso quindi l'importanza di considerare la multiassialità dello stato di tensione non si riscontra nella stima della vita dell'intero dettaglio, per la quale basta valutare il punto più critico della saldatura; si riscontra qualora si voglia indagare lo stato di "sofferenza" dei restanti punti del cordone. Come si vede chiaramente dal grafico, la stima della tensione Structural Stress sarebbe sottostimata anche del 50% se non si considerassero le componenti tangenziali.

### Andamento del parametro $\Delta S_{ESS}$ [MPa] - Fine Mesh



In conclusione si può dire che nel contesto di un dettaglio particolare, come il gusset plate obliquo, appare evidente come acquisti importanza non solo il fatto che il metodo tenga in considerazione la multiassialità di uno stato tensionale, ma anche il fatto che possa prendere in considerazione la reale geometria del dettaglio, tipicamente attraverso la modellazione agli elementi finiti. Se il presente dettaglio dovesse essere studiato sulla base di un approccio come quello nominale, non si troverebbe nemmeno una classe di fatica adatta a rappresentarlo in quanto le normative prevedono solo i due casi estremi di fazzoletto longitudinale e fazzoletto trasversale (a 90°) rispetto alla direzione di carico. Nel caso specifico, il fazzoletto longitudinale lungo 100 mm viene classificato come FAT63 mentre il fazzoletto trasversale come FAT80, il che significa che, in termini di vita a fatica, a parità di sollecitazione (100 MPa), si ha una differenza di **500 mila cicli e, nell'ottica di una progettazione ottimizzata, tale scartamento appare decisamente inadatto** (differenza di 500 mila cicli su una resistenza massima di 1 milione di cicli).

	<b>Classe FAT</b>	<b>N° cicli</b>
Fazzoletto longitudinale	63	5,00E+05
Fazzoletto trasversale	80	1,02E+06

Al contrario, il metodo di Dong, considerando la reale geometria del dettaglio, produce una stima che, in base all'approccio dell'ASME, è pari a 750 mila cicli e si pone quindi esattamente a metà dell'intervallo individuato.



## 5. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

Lo studio dei metodi di progettazione a fatica basati sulle Tensioni Nominali, sulla tecnica di Hot Spot e sullo Structural Stress, e la loro applicazione ad alcune tipologie di giunto saldato tipiche dell'ingegneria civile (piastre con fazzoletti di irrigidimento, coprighiunti, ecc.), per le quali si ha un ampio riscontro sperimentale in letteratura, hanno permesso di trarre le conclusioni di seguito riportate.

**L'impostazione e i fondamenti teorici del metodo delle Tensioni Nominali, recepito dalle più comuni normative (Eurocodice 3 e Norme Tecniche per le Costruzioni), spesso non garantiscono un grado di accuratezza soddisfacente nell'ambito della progettazione a fatica.** La classificazione dei dettagli strutturali di più frequente impiego contenuta in tali normative si rivela approssimativa e limitativa in linea generale, differenziandosi in particolare solo per sommarie caratteristiche geometriche (giunto di sovrapposizione, fazzoletto irrigidente longitudinale, tubo flangiato, ecc.) e per tipologia di carico dominante (trazione pura, flessione, ecc.). **Questa povertà di rappresentazione rende difficoltosa l'individuazione della categoria** di appartenenza del dettaglio oggetto di studio, con una conseguente pericolosa soggettività nella scelta della curva di progettazione appropriata per il calcolo del numero resistente di cicli a fatica. Tali evidenze attribuiscono al metodo qui descritto una natura talora eccezionalmente cautelativa in termini di capacità di previsione della vita a fatica, spesso ben lontana dal reale comportamento del dettaglio e/o eccessivamente onerosa in termini pratici da un punto di vista economico.

Le metodologie di indagine che sfruttano le potenzialità del metodo agli elementi finiti, potenzialità del tutto trascurate nel metodo delle Tensioni Nominali che trova le **basi in modelli di tipo trave alla De Saint Venant, rendono possibile l'inclusione di molti effetti e caratteristiche prima ignorati, in particolare la rappresentazione della reale geometria del dettaglio.** Al contrario delle **aspettative, però, l'estensione della modellazione FEM all'ambito della fatica non solo non ha risolto tutti i problemi ma ne ha anche creati di nuovi: primo fra tutti la difficoltà, se non l'impossibilità, di trovare un legame operativo con il metodo di verifica basato sulle Tensioni Nominali che tuttora è il più diffuso nelle normative e il più adottato dai progettisti.** La difficoltà di questo legame è dovuta al fatto che dalla soluzione di un modello FEM si ottengono campi di tensione (detti *locali*) disturbati dalla presenza delle singolarità modellate e oggetto di verifica (ad esempio del cordone di saldatura) mentre nel metodo Nominale il campo di tensione di riferimento (detto *nominale*) è quello indisturbato (i.e. sufficientemente lontano) dalla singolarità e spesso, in strutture articolate, non

può essere individuato nel modello. Con l'adozione di un modello FEM si trasferisce quindi il nocciolo del problema dall'individuazione dell'opportuna curva S-N di progetto alla determinazione delle tensioni appropriate per il calcolo della resistenza a fatica. Sono stati così sviluppati dei metodi che si basano sulle tensioni locali, **facilmente ricavabili dal modello: in questo lavoro di tesi si è concentrata l'attenzione** sul metodo Hot Spot Stress con estrapolazione superficiale e su quello con **linearizzazione delle tensioni nello spessore, metodi recepiti dall'Eurocodice e, in maniera più estesa, dall'IIW e dalla DNV.** L'estensione degli elementi finiti al fenomeno della fatica ha provocato la nascita di un ulteriore e rilevante problema nel quale incorre il progettista: nel caso dei giunti saldati (ma non solo) le discontinuità geometrico-strutturali che essi introducono generano picchi tensionali difficilmente gestibili dal FEM, in quanto fortemente dipendenti dalla densità della mesh. Le **tecniche basate sull'Hot Spot, calcolando le tensioni di interesse mediante interpolazione su punti situati in zone meno disturbate dall'elevato gradiente** tensionale, si sono dimostrate valide per ovviare a tale dipendenza. Tale formulazione appare efficace e nello studio condotto si è dimostrata in linea con i **risultati sperimentali, risolvendo anche il problema dell'eccessiva cautelatività del** metodo della Tensione Nominale. Permane tuttavia una certa fonte di incertezza nel calcolo, soprattutto se si pensa di considerare dettagli saldati complessi per geometria o condizioni di carico, nei quali sia impossibile trovare punti di interpolazione posti alla corretta distanza dal cordone a causa della presenza, in quella zona, di ulteriori singolarità.

Il metodo sviluppato dal prof. P. Dong prevede un nuovo metodo per il calcolo delle tensioni Structural Stress ed è stato recepito per la prima volta nel 2007 dalla normativa **americana ASME.** L'approccio trova i **fondamenti teorici nella Meccanica della Frattura Lineare Elastica** per la stima della resistenza, mentre si basa su mere considerazioni di equilibrio del singolo elemento finito per la determinazione della **tensione sollecitante. Sfruttando un dato fornito dal codice di calcolo senza l'utilizzo** di operazioni intermedie (come la derivazione), che inevitabilmente introducono **approssimazioni numeriche che "sporcano" i risultati, il metodo di Dong calcola la** tensione Structural Stress basandosi sulle forze nodali, piuttosto che sulle tensioni. Tale metodo si basa quindi su operazioni di post-processing di forze equivalenti nodali e vanta i pregi di essere sostanzialmente insensibile alla raffinatezza della mesh e di risolvere il problema di determinare la corretta curva S-N di progetto con **la definizione di un'unica Curva Master alla quale fare riferimento. Alla luce delle** analisi condotte in questa tesi su diversi dettagli saldati e mediante il confronto con i risultati sperimentali reperibili in letteratura e con i risultati analitici previsti dalle normative di riferimento, emerge chiaramente come il metodo Structural Stress

produca risultati stabili. Si nota, anche in questo caso, come i risultati ottenuti in termini di **numero di cicli siano "meno cautelativi", per le stesse motivazioni** summenzionate, ma più in linea con i risultati sperimentali.

In definitiva, dallo studio condotto, appare innegabile il notevole contributo fornito **dal metodo Structural Stress, che apre le porte all'analisi a fatica di dettagli** strutturali più articolati e complessi ricorrendo alla modellazione e ai metodi numerici **nell'ambito del FEM, divenuto uno strumento potente di indagine del comportamento** strutturale. Sebbene tali procedure richiedano uno sforzo computazionale maggiore per la loro implementazione, tale onere appare giustificato a fronte dei promettenti risultati ottenuti, nonché in ogni caso supportato dal continuo miglioramento delle performance dei computer che consentono analisi sempre più complesse. **Considerando quest'ultimo aspetto, è prevedibile che** in futuro i metodi basati sul Notch Stress Approach e sulla Meccanica della Frattura, dotati di un maggior grado di dettaglio, si presteranno ad essere sviluppati e utilizzati in modo più intenso nella progettazione civile. Nonostante la scarsa applicazione attuale di queste tecniche nel **campo dell'ingegneria** civile, viene quindi naturale pensare che esse troveranno presto un vasto impiego nel settore delle costruzioni, dove si è sempre più spinti **verso un'ottica di progettazione ottimizzata, volta all'ottenimento delle migliori** performance strutturali attraverso il massimo sfruttamento del materiale, in particolare in strutture altamente complesse e delicate come ponti di grande luce, grattacieli molto alti...

A conclusione delle considerazioni sin qui esposte si ribadisce peraltro il ruolo fondamentale che **riveste l'esperienza del progettista anche in quest'ambito, al quale spetta il compito (e la responsabilità) di valutare opportunamente l'incidenza dei** fenomeni di fatica sulla struttura in esame, allo scopo di poter definire il metodo di analisi e il grado di accuratezza per una progettazione corretta.





# **PARTE SECONDA**

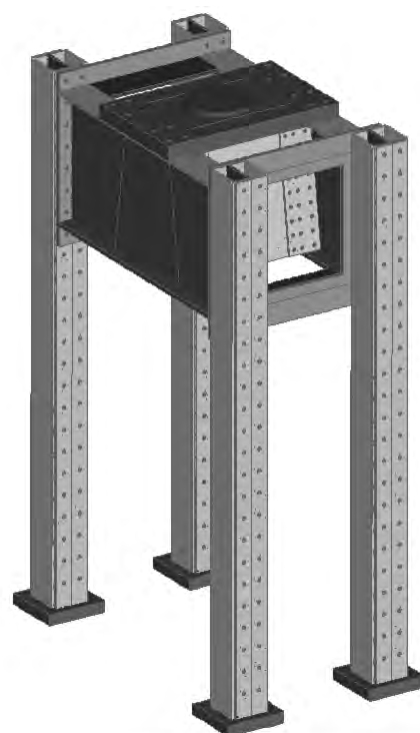


## 6. STUDIO DELL'ATTREZZATURA PER PROVE A FATICA

In questa seconda parte della tesi si è studiata e progettata l'attrezzatura per l'esecuzione di prove sperimentali a fatica su elementi strutturali di notevoli dimensioni (fino a travi da ponte di 1600 mm di altezza). Scopo principale per il quale è stata finanziata l'attrezzatura è quello di testare elementi di ponti ferroviari chiodati dismessi (conci di trave, traversi e longherine) al fine di stimarne la vita residua a fatica, ma è previsto che essa rimanga permanentemente installata nel laboratorio di prove sui materiali dell'università di Padova sito in via Poleni, allo scopo di diventare un punto di riferimento per l'esecuzione di ogni tipo di test a fatica su grandi strutture.

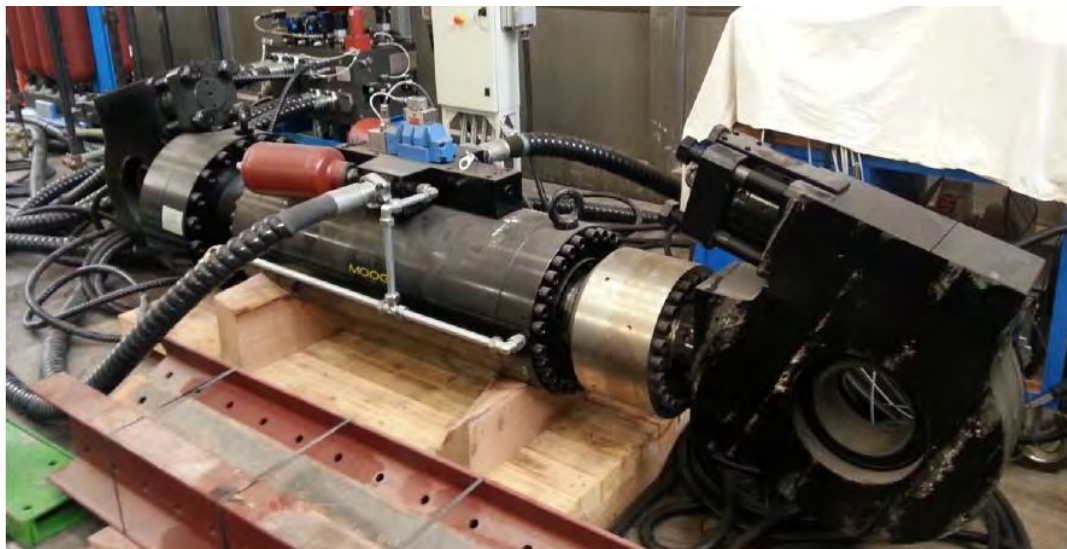
Sono state condotte tutte le verifiche strutturali di resistenza statica e di stabilità ed è stata riservata particolare attenzione al dimensionamento a fatica in quanto, essendo la struttura pensata per condurre test che portino i provini a rottura sotto carico ciclico, è essa stessa soggetta al danneggiamento a fatica. L'obiettivo che ci si è posti è stato un dimensionamento che garantisca l'esercizio fino a  $10^7$  cicli con il carico massimo dell'attuatore. Vi era inoltre la necessità di limitare al valore di pochi decimi di millimetro le deformazioni delle parti di struttura più sollecitate, al fine di tutelarsi da eventuali interazioni dinamiche tra la struttura stessa e gli elementi da testare durante le prove.

Il risultato finale dell'attività di progettazione e di ottimizzazione delle strutture metalliche è un portale a quattro colonne (**Fig.6.1**) che, ancorato al solaio del laboratorio mediante tirafondi, permette il riscontro di un attuatore oleodinamico installato in posizione verticale al centro del portale stesso. Il peso totale della carpenteria metallica è circa 16 tonnellate mentre l'attuatore, che pesa 4200 kg, è in grado di espletare una forza ciclica di 1500 kN (**Fig.6.2**).



*Fig.6.1: Portale di riscontro dell'attuatore*

La struttura è composta da quattro colonne alte 5 m e aventi sezione scatolare formata da una HEM360 chiusa con due piastre spesse 25 mm saldate alle estremità delle ali. Tale sezione ha permesso di ottimizzare il peso (e quindi i costi) ottenendo una sezione resistente a forme di instabilità locale da compressione e al contempo **dotata di area sufficiente a limitare l'allungamento assiale dell'elemento ad un paio di decimi di millimetro**. Le colonne sono unite tra loro in sommità da due travi da 1235 mm di altezza, al centro delle quali è installato l'elemento di sostegno e riscontro dell'attuatore: una piastra di 140 mm di spessore irrigidita con due costole spesse 40 mm che si aprono a formare una sorta di "camino" per alloggiare l'attuatore. Le unioni tra colonne e travi e tra travi e piastra di riscontro sono realizzate mediante giunti bullonati pretesi (unioni ad attrito) per annullare qualsiasi tipo di gioco e scorrimento che risulterebbe deleterio per la resistenza a fatica del portale. Tutte le altre unioni sono saldate e, su richiesta dell'università, quelle più critiche sono realizzate a completa penetrazione. Data la limitata corsa dell'attuatore (200 mm), è previsto che le colonne siano forate a passo di 100 mm per permettere l'installazione del sistema di travi e piastra di riscontro a diverse altezze in funzione dell'elemento da testare.



*Fig.6.2: Attuatore oleodinamico da 1500 kN.*

Per la progettazione sono stati di ausilio fondamentale i metodi di progettazione a fatica studiati e testati nella prima parte della tesi in quanto sarebbe stato impossibile ottimizzare lo sfruttamento del materiale basandosi esclusivamente sul metodo delle Tensioni Nominali. Si è evidenziata, in particolare, la notevole difficoltà che incontra oggi un progettista che voglia applicare il metodo delle Tensioni Nominali (universalmente recepito e diffuso nelle normative) nel momento in cui debba verificare una struttura complessa, per la quale le tensioni siano ricavate da un

modello agli elementi finiti di tipo *plate*, ovvero quando non sia possibile ricondursi a semplici schemi di tipo trave.

Per le viste assonometriche e gli elaborati grafici di progetto si rimanda all'**ALLEGATO A** mentre per gli elaborati grafici di montaggio si rimanda all'**ALLEGATO B**.

Il programma di analisi strutturale adottato è **STRAUS7** Release 2.4.6.

## 6.1. Combinazioni di carico

Si fa riferimento alle combinazioni di carico per lo Stato Limite Ultimo (SLU) e per lo Stato Limite di Esercizio (SLE) in conformità con quanto riportato nel DM 14/01/08. Le suddette combinazioni di carico sono opportunamente adattate al caso in esame sulla base delle considerazioni seguenti:

- il carico permanente non strutturale  $G_2$  è unicamente rappresentato dal peso dell'attuatore. Tale carico ha entità di 4200 kg e si ritiene possa essere assunto come certo, sulla base dei dati forniti dalla ditta produttrice, e pertanto privo del relativo coefficiente moltiplicativo  $\gamma_{G2}$ ;
- l'azione variabile fondamentale  $Q_{k1}$  è rappresentata unicamente dal carico indotto dall'attuatore. Tale carico ha entità massima di 1500 kN che si ritiene possa essere assunta come certa, sulla base dei dati forniti dalla ditta produttrice, e pertanto priva del relativo coefficiente moltiplicativo  $\gamma_{Q1}$ .

Sulla base di queste considerazioni, la combinazione fondamentale per le azioni di progetto (SLU) diventa coincidente con la combinazione impiegata agli (SLE) e cioè la seguente:

$$G_1 + G_2 + Q_{k1}$$

dove:

$G_1$  valore caratteristico del carico permanente strutturale (carpenteria del portale);

$G_2$  valore caratteristico del carico permanente non strutturale (attuatore);

$Q_{k1}$  **valore caratteristico dell'azione variabile fondamentale** (azione dell'attuatore).

Di seguito si riporta la tabella delle combinazioni di carico assunte per le verifiche allo **SLU  $\equiv$  SLE**.

$$\mathbf{SL\ 1:} \quad G_1 + G_2 + Q_{k1} \qquad \mathbf{SL\ 2:} \quad G_1 + G_2 - Q_{k1}$$

Poiché il modello agli elementi finiti non tiene conto del peso di bulloni, dadi, rosette e saldature, si aumenta il peso proprio della struttura del 5%, come consuetudine nella pratica progettuale.

Di seguito si riporta la tabella delle condizioni di carico adottate per l'analisi agli elementi finiti. La voce P.P. indica il peso proprio e rappresenta  $G_1 + G_2$ .

CASES	1	2
	<b>Pretensione + PP + 1500</b>	<b>Pretensione + PP - 1500</b>
1: P.P.	1,050000x 10 <sup>0</sup>	1,050000x 10 <sup>0</sup>
2: Pretensione bulloni	1,000000x 10 <sup>0</sup>	1,000000x 10 <sup>0</sup>
3: +1500 kN	1,000000x 10 <sup>0</sup>	0,000000x 10 <sup>0</sup>
4: -1500 kN	0,000000x 10 <sup>0</sup>	1,000000x 10 <sup>0</sup>

Fig.6.3: Load cases combination estratto da Straus7.

## 6.2. Modello agli elementi finiti

In un primo momento si è proceduto alla modellazione della struttura con elementi monodimensionali, al fine di ottenere un modello leggero sotto l'aspetto computazionale ma che, al contempo, permettesse una valutazione della statica globale e degli andamenti delle sollecitazioni e degli spostamenti. Tale modello è stato utilizzato come strumento di validazione del più accurato modello ad elementi bidimensionali, realizzato in seguito, ed inoltre è stato utilizzato per alcune delle verifiche a fatica basate sulle tensioni nominali.

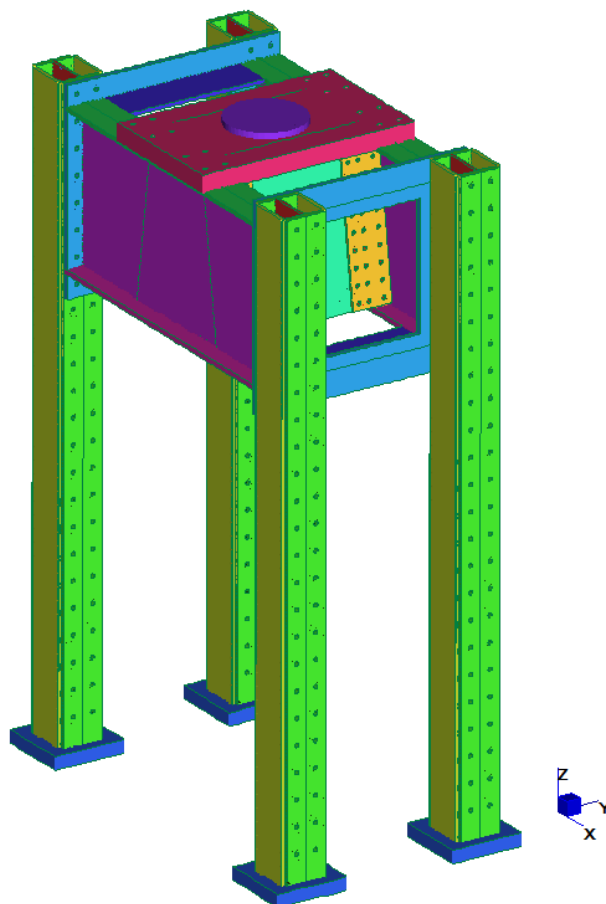


Fig.6.4: Modello agli elementi finiti del portale.

Al fine di indagare nel dettaglio lo stato tensionale e deformativo di ciascun elemento costituente il portale, si è proceduto poi alla modellazione di quest'ultimo mediante elementi *plate* quadratici (quad 8 e tri 6). La scelta di tale tipo di elementi è stata dettata dalla necessità di modellare forme circolari (quali raccordi e fori) ma soprattutto dalla necessità di cogliere il corretto comportamento a flessione e taglio di piastre di notevole spessore (teoria di Mindlin) e di non sottostimare le deformazioni. Il modello *plate* ha permesso inoltre la corretta modellazione dei giunti bullonati ad attrito e le relative verifiche. Oltre che per le verifiche tensionali e a fatica (metodo Hot-Spot), tale modello è stato necessario per le verifiche a imbozzamento delle lamiere e per le verifiche di stabilità condotte mediante un'analisi non lineare statica incrementale.

### 6.2.1. *Modello di calcolo "beam"*

Scopo del modello beam è stato principalmente quello di predimensionare le colonne e le travi orizzontali: per questo motivo, data la notevole rigidezza flessionale del sistema costituito dal piastrone di riscontro dell'attuatore e dalle relative costole, si è scelto di modellare solo metà portale (due colonne e la trave orizzontale di collegamento) e di non modellare la suddetta struttura di riscontro, il cui studio è stato affidato al modello plate.



*Fig.6.5: Modello beam di metà portale.*

L'azione esercitata dall'attuatore è stata introdotta come una forza concentrata in mezziera della trave orizzontale congiungente le due colonne. Data la scelta di

modellare solo mezzo portale, la forza introdotta è pari a 750 kN ovvero la metà della massima realizzabile dall'attuatore.

Il vincolo delle colonne a terra è stato modellato mediante un semplice incastro del nodo di base.

### 6.2.1.1. Massime azioni interne

Si riportano di seguito i diagrammi relativi alle massime e minime sollecitazioni agenti sulla struttura.

	MIN	MAX
Force(N)	-375000,0000	-8542,1967
	[Bm:1]	[Bm:3]

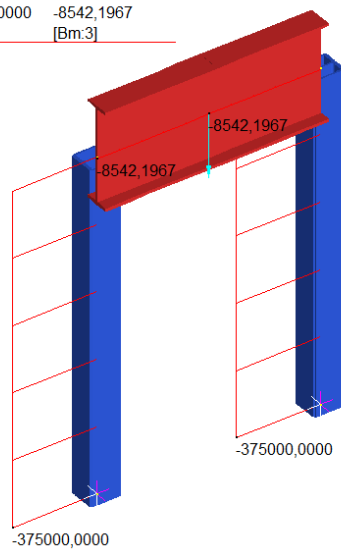


Fig.6.6: Andamento dello sforzo normale.

	MIN	MAX
BM2(N.mm)	-24450137,5835	500549862,4165
	[Bm:3]	[Bm:3]

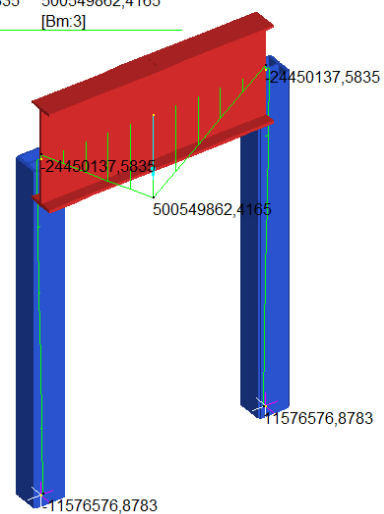


Fig.6.7: Andamento del momento flettente.

	MIN	MAX
SF2(N)	-375000,0000	375000,0000
	[Bm:3]	[Bm:4]

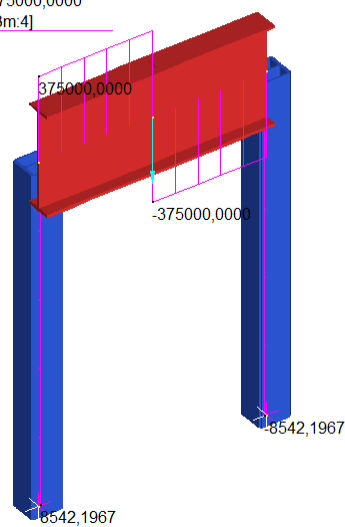


Fig.6.8: Andamento dello sforzo di taglio.



Dalle sollecitazioni M, N e T sono state ricavate le tensioni nominali, necessarie per le verifiche a fatica (vedi §7.1.1).

### 6.2.1.2. Massimi spostamenti

Si riportano di seguito i contour relativi ai massimi e minimi spostamenti verticali risultanti sulla struttura.

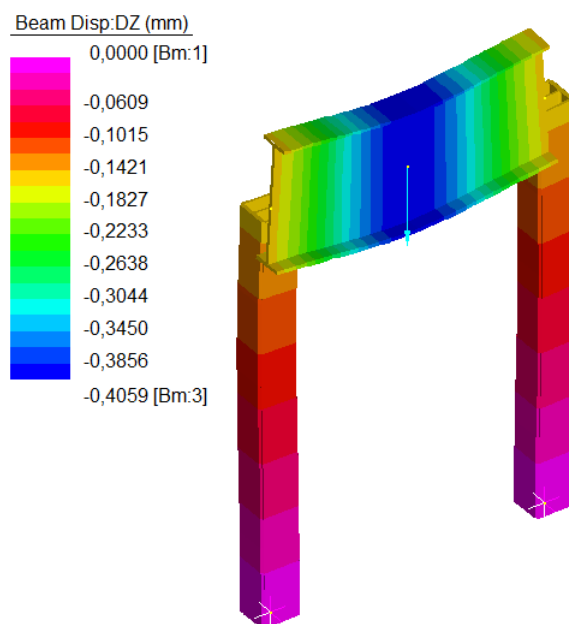


Fig.6.9: Spostamento verticale della trave, modello beam.

I valori ottenuti non sono del tutto rappresentativi degli spostamenti della struttura poiché la modellazione a beam non tiene conto del fatto che la trave, essendo molto alta in rapporto alla lunghezza, non presenta un perfetto comportamento alla De Saint Venant e non considera nemmeno la rigidità dei giunti bullonati. Questa rappresentazione è quindi sommaria, però è utile per individuare l'ordine di grandezza delle deformazioni e validare i risultati ottenuti con il modello plate di seguito presentato.

### 6.2.2. *Modello di calcolo "plate"*

Al fine di ridurre l'onere computazionale si è proceduto alla modellazione di un solo quarto del portale, sfruttando quindi la doppia simmetria in pianta della

struttura. Si riporta di seguito un'immagine tratta da Straus7 con la nomenclatura data ai vari pezzi che compongono il portale.

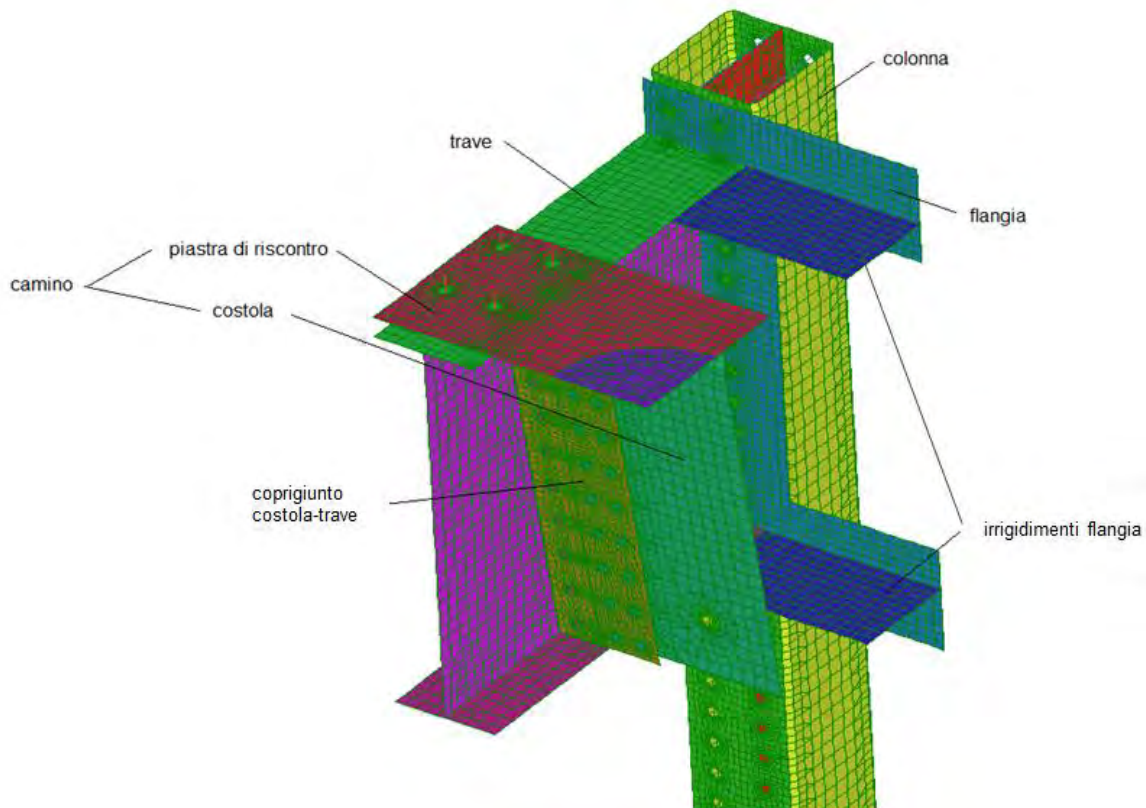
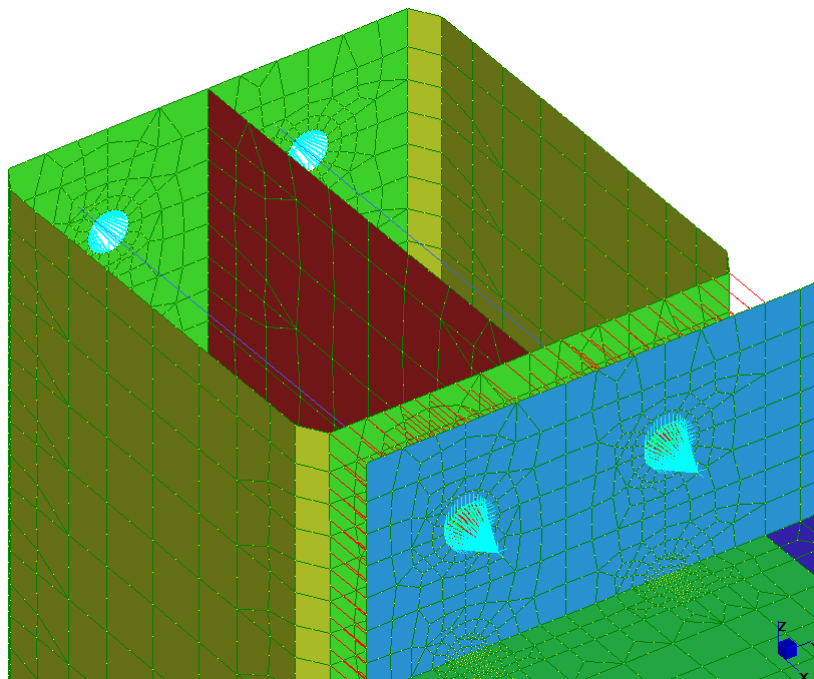


Fig.6.10: Modellazione di 1/4 di portale, sfruttando la doppia simmetria in pianta.

La discretizzazione è stata ottenuta, dove possibile, mediante il meshatore automatico di Straus7, previa importazione della geometria realizzata in AutoCAD (attraverso la creazione di regioni salvate in formato *.sat* da AutoCAD e importate direttamente in Straus7).

*I giunti bullonati ad attrito* sono stati modellati nel seguente modo: degli elementi beam rappresentano i bulloni (o le barre filettate, nella colonna) e sono pretesi, a simulare la forza di precarico dei bulloni stessi; una stella di *rigid link* collega ciascun nodo di estremità dell'elemento beam con i nodi della corona circolare, rappresentante l'impronta dei dadi; infine degli elementi monodimensionali di tipo *point contact* rappresentano il contatto tra le piastre unite al giunto. Gli elementi point contact adottati sono di tipo *normal* i quali reagiscono a compressione ma non a trazione, allo scopo di simulare il reale comportamento di un giunto bullonato: a compressione lavorano le piastre a contatto, mentre a trazione lavorano i bulloni e, nel caso specifico di un'unione precaricata, la maggior parte della trazione si trasforma in decompressione del giunto. Gli attributi dei point contact prevedono una

rigidezza iniziale pari a  $10^6$  N/mm e un coefficiente d'attrito uguale in entrambe le direzioni principali e pari a 0,45; è stata inoltre attivata l'opzione *dynamic stiffness* affinché il solutore possa, ad ogni iterazione, ottimizzare la rigidezza assiale degli elementi.



*Fig.6.11: Particolare del giunto trave-colonna.*

L'adozione dei point contact richiede la soluzione del modello mediante il solutore non lineare statico ed è stato quindi a maggior ragione necessario minimizzare l'onere computazionale modellando un solo quarto del portale. Si precisa che non si tratta di un'analisi non lineare per geometria né per materiale. Gli incrementi di carico adottati sono i seguenti:

CASES	Include	1	2	3
		<b>Increment</b>	<b>Increment</b>	<b>Increment</b>
1: P.P.	✓		$1,000000 \times 10^0$	$1,000000 \times 10^0$
2: Pretensione bulloni	✓	$1,000000 \times 10^0$	$1,000000 \times 10^0$	$1,000000 \times 10^0$
3: +1500 kN	✓			$1,000000 \times 10^0$

Le saldature maggiormente sollecitate a fatica (si veda ad esempio la saldatura tra piastra di riscontro dell'attuatore e relative costole) sono state studiate con il metodo di verifica Hot-Spot (vedi §7.3.2).

Il peso proprio della struttura è stato considerato introducendo l'accelerazione gravitazionale mentre l'azione dell'attuatore, così come il suo peso, è stata inserita

mediante una pressione agente sull'area circolare rappresentante l'impronta dell'attuatore.

Infine il vincolo al suolo delle colonne è stato ottenuto collegando, mediante una stella di rigid link, ciascun nodo della piastra di base ad un nodo master al quale è stato attribuito l'incastro. Questa soluzione ha permesso la lettura delle reazioni vincolari sul nodo incastrato.

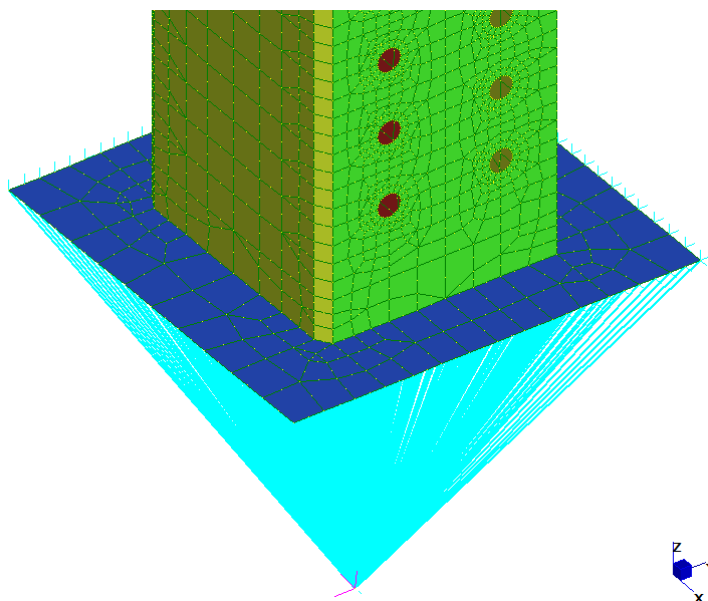


Fig.6.12: Incastro alla base della colonna.

#### 6.2.2.1. Point Contact (elementi di contatto puntuale)

In Straus7 esistono degli elementi lineari in grado di simulare il contatto puntuale tra nodi (detti *point contact*): essi sono stati utilizzati nel modello per rappresentare il contatto tra le piastre giuntate con bulloni pretesi. Di seguito si riportano le varie tipologie di point contact presenti in Straus7:

	Rigidezza a Compressione	Rigidezza a Trazione	Attrito	Quando è attivo?
Zero gap	Si	No	Si	Solo quando la distanza iniziale si annulla
Normal	Si	No	Si	Quando l'elemento va in compressione
Tension	Si	Si	No	Quando l'elemento è in compressione o al di sotto della massima trazione impostata
Takeup	Si, se si sceglie l'opzione "compression"	Si, se si sceglie l'opzione "tension"	No	Se impostato come "compression" la resistenza è a compressione altrimenti in trazione

Sono stati adottati i *point contact normal* che, presentando rigidezza a compressione ma non a trazione, si attivano quando le piastre sono compresse tra loro mentre si disattivano quando viene meno il contatto tra le stesse. In questo modo è simulato il comportamento di un giunto bullonato in cui, fintanto che l'unione è compressa lavorano le piastre per contatto, quando l'unione è tesa lavorano i bulloni per trazione (o decompressione).

Il point contact funziona come un elemento "beam" ma richiede una soluzione non lineare, poiché il solutore ha bisogno di più iterazioni per giungere a convergenza. L'elemento possiede una rigidezza iniziale che è assegnata dall'utente e, se si attiva l'opzione *dynamic stiffness*, tale valore di rigidezza viene sostituito nelle iterazioni successive con uno più appropriato che il solutore ricava dalle condizioni di contatto, ovvero minimizzando la compenetrazione tra le piastre.

È possibile inoltre fornire all'elemento una rigidezza laterale che viene introdotta sotto forma di coefficiente d'attrito. Vi sono due coefficienti di attrito  $C_1$  e  $C_2$  che si riferiscono agli assi principali di inerzia 1 e 2 dell'elemento (vedi Fig.6.13). Le forze dovute all'attrito sono assunte agenti indipendentemente nelle due direzioni: questo vuol dire che, nel caso di spostamenti relativi che hanno componenti in entrambe le direzioni, la forza totale dovuta all'attrito potrebbe essere più grande della forza generata dal movimento equivalente agente in una unica direzione principale.

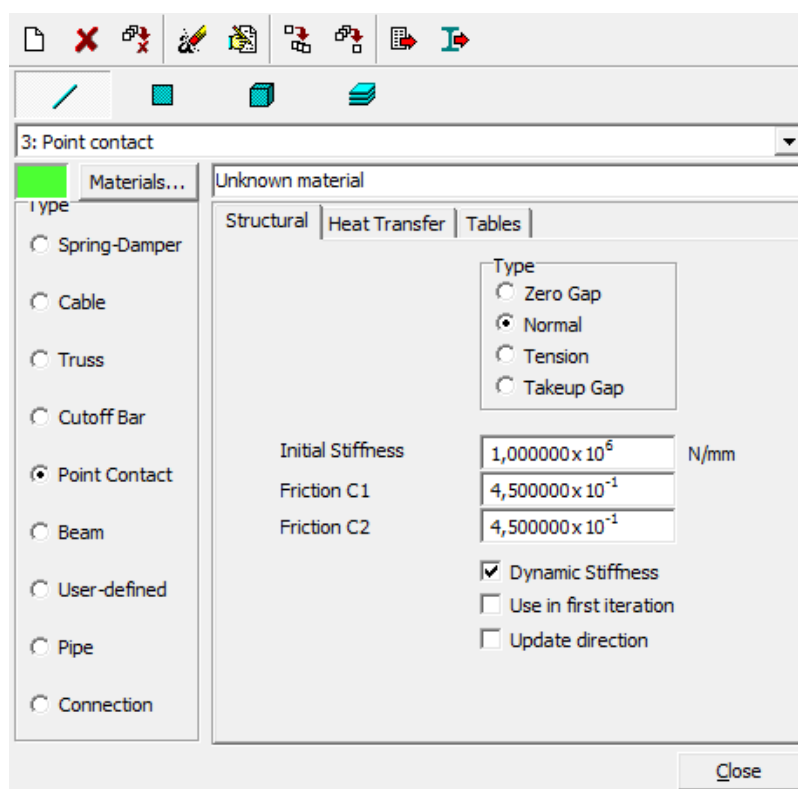


Fig.6.13: Proprietà dei Point Contact.

I valori delle costanti  $C_1$  e  $C_2$  sono stati assunti entrambi pari a 0,45 poiché si prevede che le piastre a contatto siano sabbiato al metallo bianco.

La soluzione richiesta da questi elementi è di tipo non lineare, come già detto in precedenza, e nel caso in cui si avvii una soluzione lineare, ad esempio con lo studio del Linear Buckling, i point contact sono automaticamente convertiti in aste.

### 6.2.2.2. Massimi spostamenti

Si riporta il contour degli spostamenti verticali nella condizione di carico in cui l'attuatore spinge verso l'alto (+1500 kN):

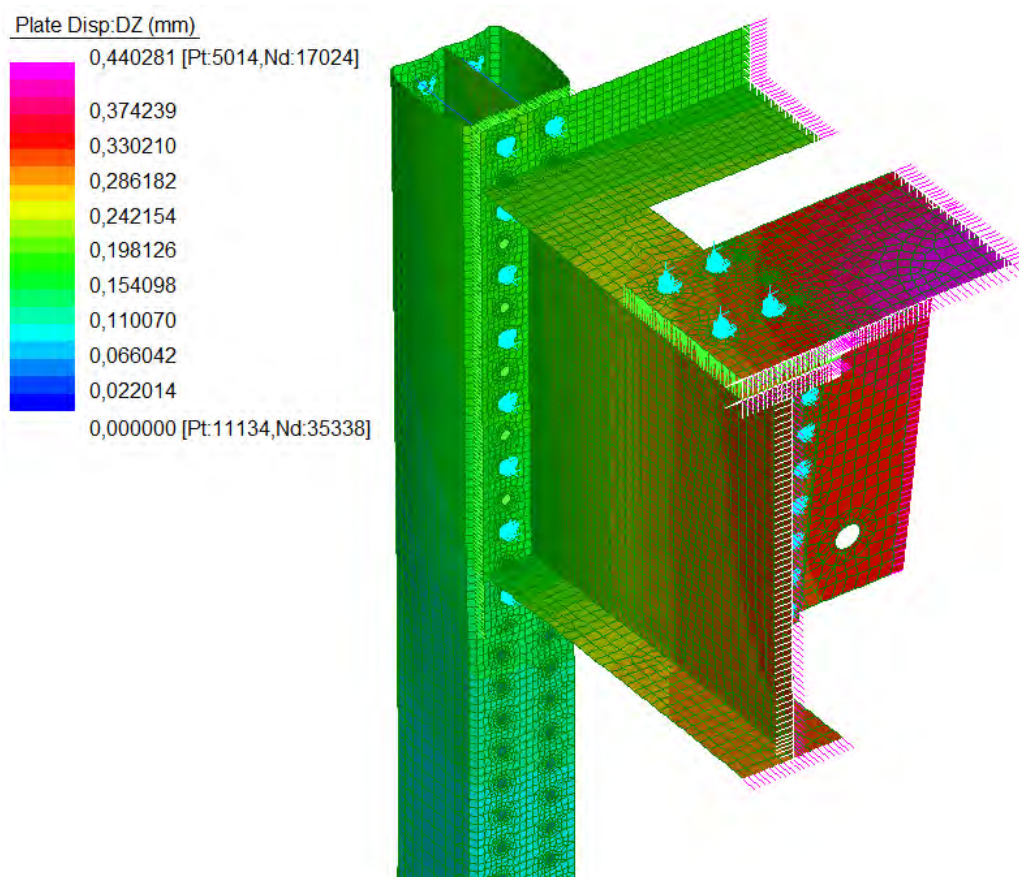


Fig.6.14: Contour degli spostamenti verticali, modello plate.

Il massimo spostamento verticale risulta pari a 0,44 mm e si ha in corrispondenza del punto centrale della piastra di riscontro dell'attuatore.

Di seguito si riportano i contributi parziali di spostamento verticale (**Figg.6.15-6.17**).



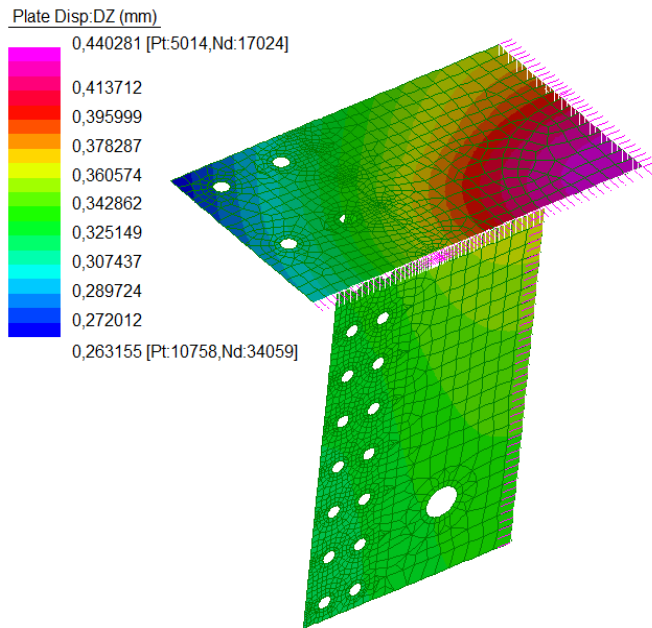


Fig.6.15: Contributo agli spostamenti verticali dovuti alla sola piastra di riscontro dell'attuatore.

Lo spostamento verticale massimo dovuto alle colonne è pari a **0,22 mm**, quello dovuto alle travi orizzontali è pari a **0,13 mm** e infine quello dovuto alla piastra di riscontro è pari a **0,09 mm**. Appare evidente come il contributo maggiore sia quello delle colonne: infatti mentre nel caso degli altri elementi strutturali si è potuto minimizzare gli spostamenti con una progettazione ottimizzata, nel caso delle colonne, dato il carico sollecitante e l'altezza, il loro allungamento dipende esclusivamente dall'area della

sezione trasversale (essendo sostanzialmente sollecitate a trazione); per questo motivo l'unico modo per ridurre l'allungamento è di aumentare la sezione trasversale e con essa il peso della struttura come detto in precedenza. I valori di spostamento ottenuti sono molto piccoli poiché la struttura è stata dimensionata appositamente per essere molto rigida ed evitare il problema dell'interazione tra portale ed elemento da testare (longherine, traversi, ecc...).

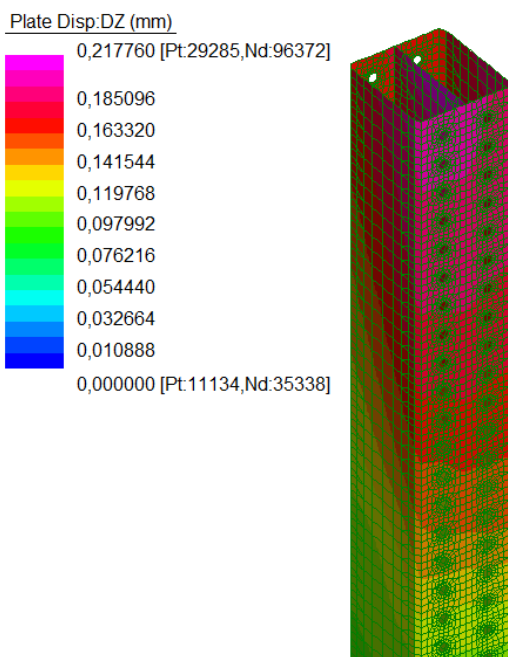


Fig.6.16: Contributo agli spostamenti verticali dovuti alla sola colonna.

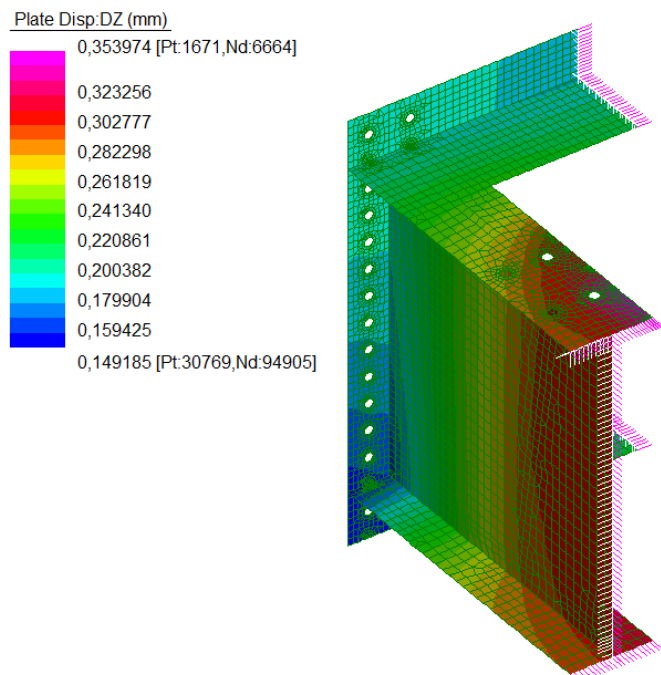


Fig.6.17: Contributo agli spostamenti verticali dovuti alla sola trave.

La necessità di contenere il peso (quindi i costi) ha indotto ad accettare una certa deformabilità delle colonne. La scelta finale è stata quella di una sezione scatolare formata da una HEM360 chiusa con due piastre saldate alle estremità delle ali (Fig.6.19).

Una scelta precedente prevedeva delle colonne con sezione a doppio T e una serie di fazzoletti di irrigidimento trasversali per evitare instabilità locali (vedi Fig.6.18 e Fig.6.20). Tale scelta è apparsa inefficiente: il volume d'acciaio destinato ai fazzoletti poteva essere sfruttato per incrementare la sezione resistente e pertanto si è abbandonata l'idea in favore della suddetta sezione chiusa che ha permesso di mantenere anche una sufficiente resistenza a fenomeni di instabilità localizzati.

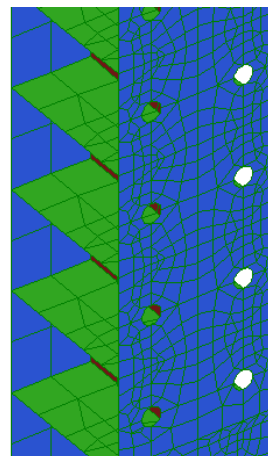


Fig.6.18: Prima ipotesi strutturale per la colonna.

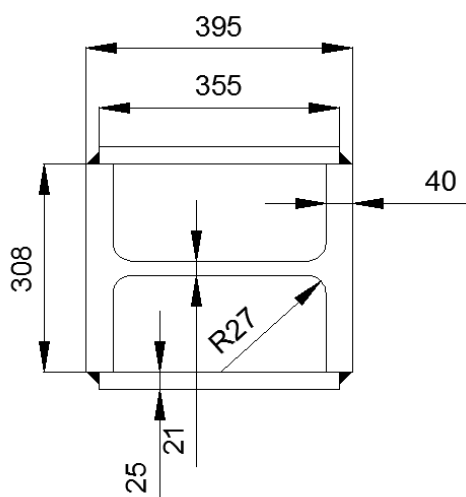


Fig.6.19: Sezione finale della colonna.

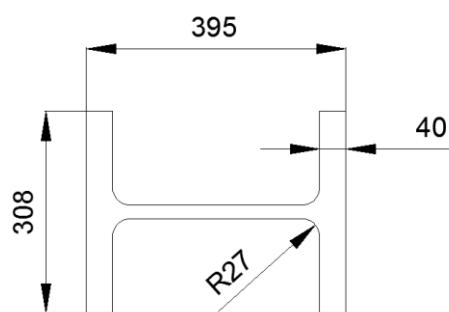


Fig.6.20: Prima ipotesi per la sezione della colonna.

### 6.2.2.3. Massime tensioni sulla struttura

Si riportano i risultati dell'analisi non lineare statica. I risultati, in termini tensionali, sono resi in combinazione di Von Mises per avere indicazione delle zone di massima e minima sollecitazione e si intendono come tensioni sul piano medio degli elementi plate. Nelle verifiche di resistenza della struttura e in particolare dei giunti saldati, di cui al capitolo successivo, si farà riferimento alle singole componenti di tensione nei vari piani di interesse (piano medio, +z e -z).



L'immagine che segue (**Fig.6.21**) rappresenta le sollecitazioni, in combinazione di Von Mises, dovute all'azione di: peso proprio, pretensione dei bulloni e carico dell'attuatore pari a -1500 kN. Il contour è stato limitato a 30 MPa, poiché la presenza di rigid link per la modellazione dei bulloni causa, in prossimità dei fori, dei picchi di tensione non realistici: la stella di rigid link introduce una connessione puntuale e non diffusa sull'area sottesa dalla testa del bullone come accade nella realtà.

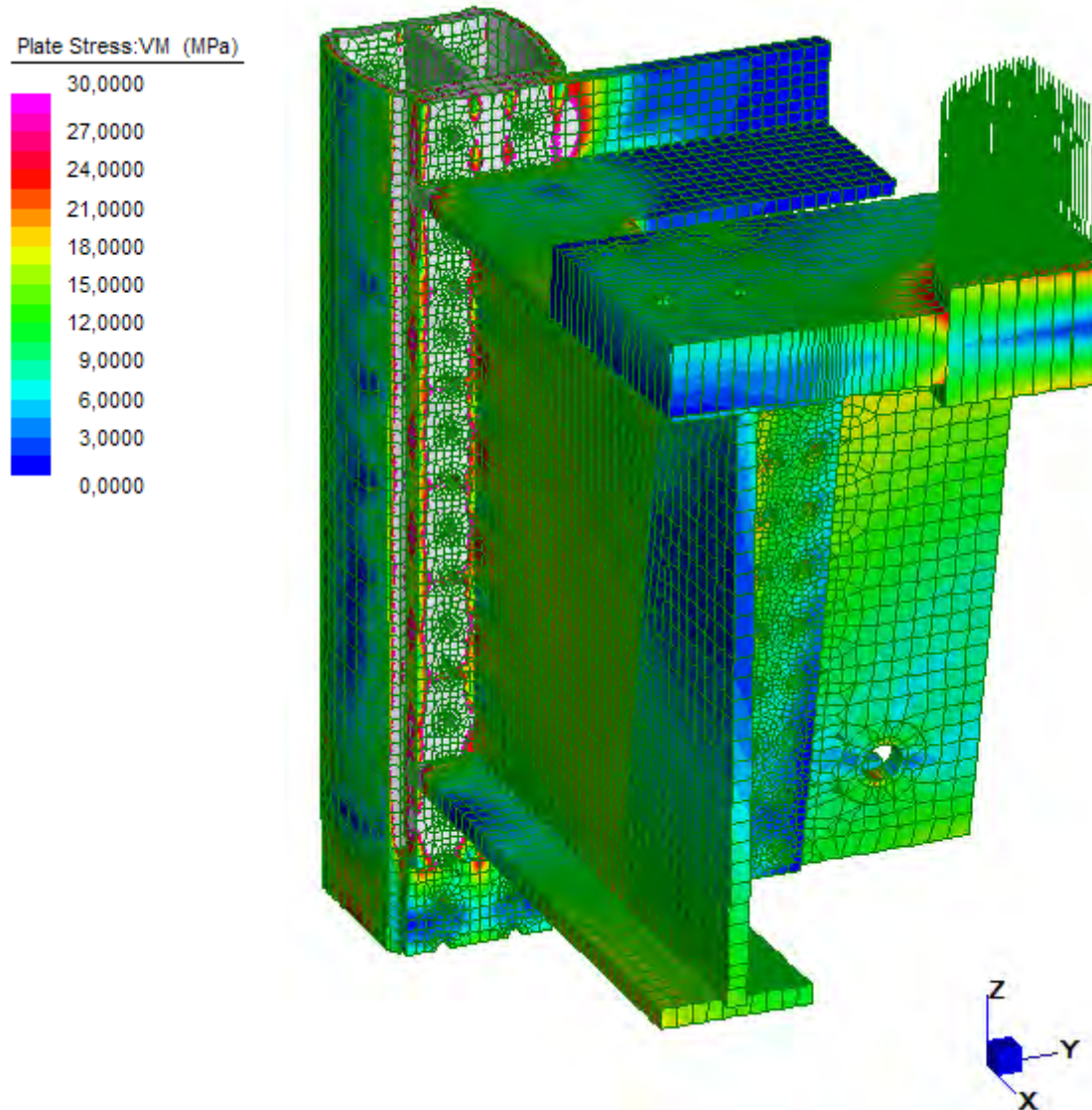


Fig.6.21: Contour delle tensioni di Von Mises (visualizzazione solida).

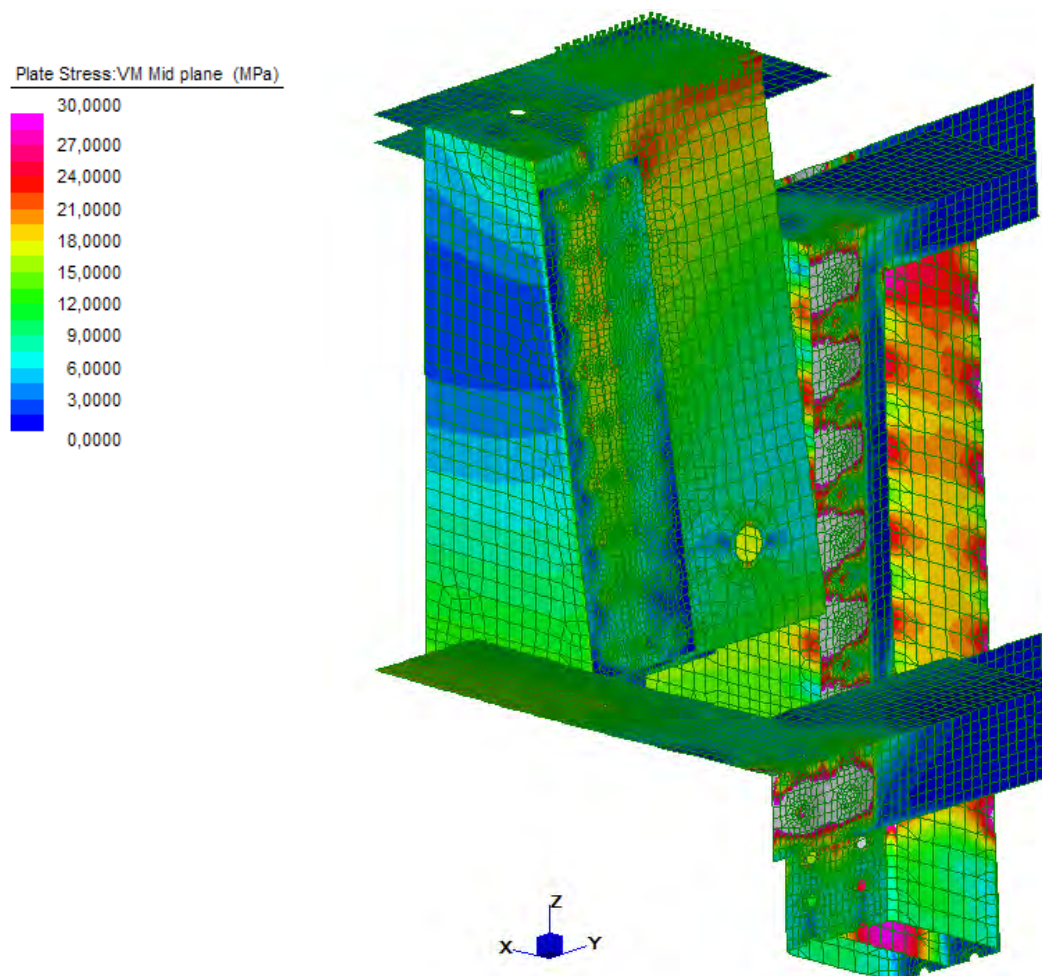


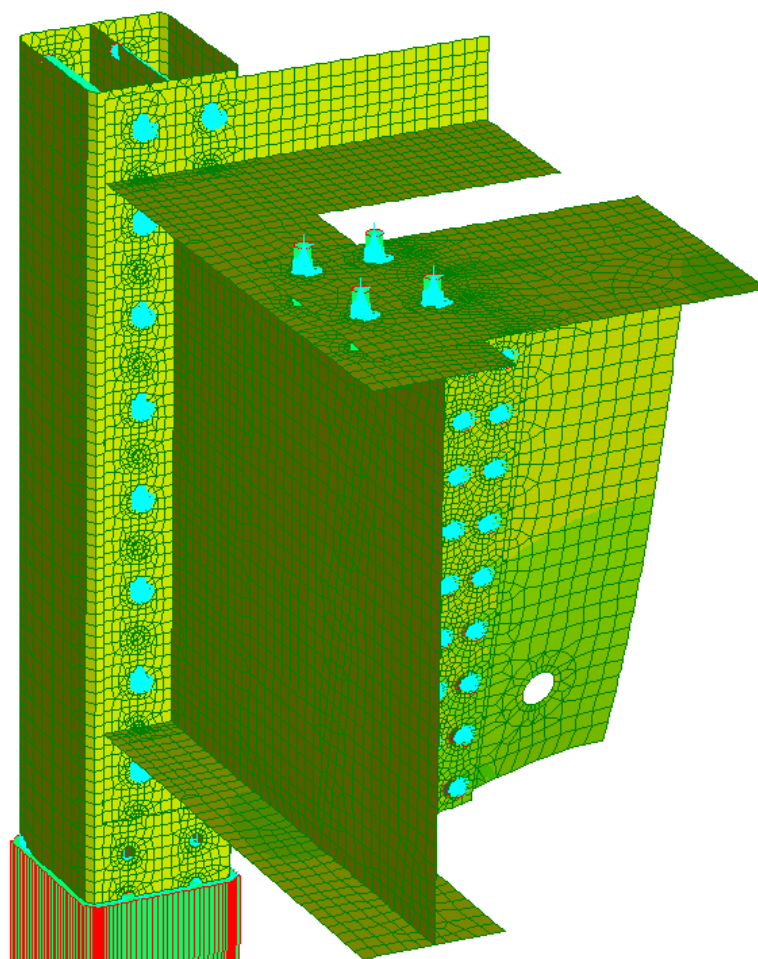
Fig.6.22: Contour delle tensioni di Von Mises (visualizzazione piana).

Come si vede in **Fig.6.22** le zone più sollecitate sono quelle attorno ai fori delle barre della colonna, l'anima della colonna e la saldatura della piastra di riscontro con la relativa costola.

### 6.3. Analisi di instabilità

Per verificare che non avvengano instabilità locali sull'anima della colonna o sui piatti saldati (ovvero sulle parti più sollecitate da questo punto di vista), si è svolta un'analisi lineare elastica di instabilità (*Linear Buckling*). Fondamentalmente questo tipo di analisi investiga l'equilibrio della struttura, basandosi sulla rigidità degli elementi e non sulla resistenza del materiale. Si deve innanzitutto risolvere la struttura con il solutore lineare e successivamente con l'analisi di buckling si ricavano gli autovalori e i rispettivi autovettori; il più piccolo tra gli autovalori rappresenta il fattore di carico moltiplicativo, ciò significa che moltiplicando il carico agente per tale

fattore si ottiene il valore di carico che instabilizza l'elemento considerato. Il moltiplicatore di carico minimo che instabilizza il portale, secondo la soluzione fornita dal linear buckling, è pari a 157,3 (cioè è necessario un carico pari a 157,3 volte il carico massimo **dell'attuatore** per giungere all'instabilità della struttura, vale a dire 235950 kN).



*Fig.6.23: Linear Buckling, primo modo di instabilità (deformata del 5%).*

Come si può vedere dalla figura soprastante, la zona più critica del portale nei confronti dell'instabilità locale è **l'irrigidimento della piastra di riscontro**. Dato l'elevato moltiplicatore di carico, risulta però evidente che non possono sorgere dei problemi di instabilità in quanto **l'attuatore** imprime al massimo 1500 kN. Le ulteriori soluzioni fornite dal linear buckling risultano poco interessanti in quanto propongono moltiplicatori di carico ulteriormente elevati.

## 6.4. Analisi non lineare incrementale

La soluzione fornita dal linear buckling, basandosi su un'analisi di tipo lineare, non conteggia l'effetto dei point contact e quindi il reale comportamento delle giunzioni bullonate: le piastre costituenti tali giunzioni vengono, di fatto, considerate come fossero solidali. Una soluzione più accurata potrebbe allora essere ottenuta con un'analisi non lineare incrementale ma, poiché l'onere computazionale è elevato, si è scelto di imporre degli incrementi di carico ragionevoli sino a giungere al doppio della forza massima espletabile dall'attuatore e quindi non si è avuta la pretesa di arrivare a determinare il minimo moltiplicatore di carico. Poiché la forza massima espletabile dall'attuatore è un dato noto e certificato dalla ditta produttrice, è parso sufficientemente sicuro verificare che non vi fosse instabilità per un carico doppio di quello massimo.

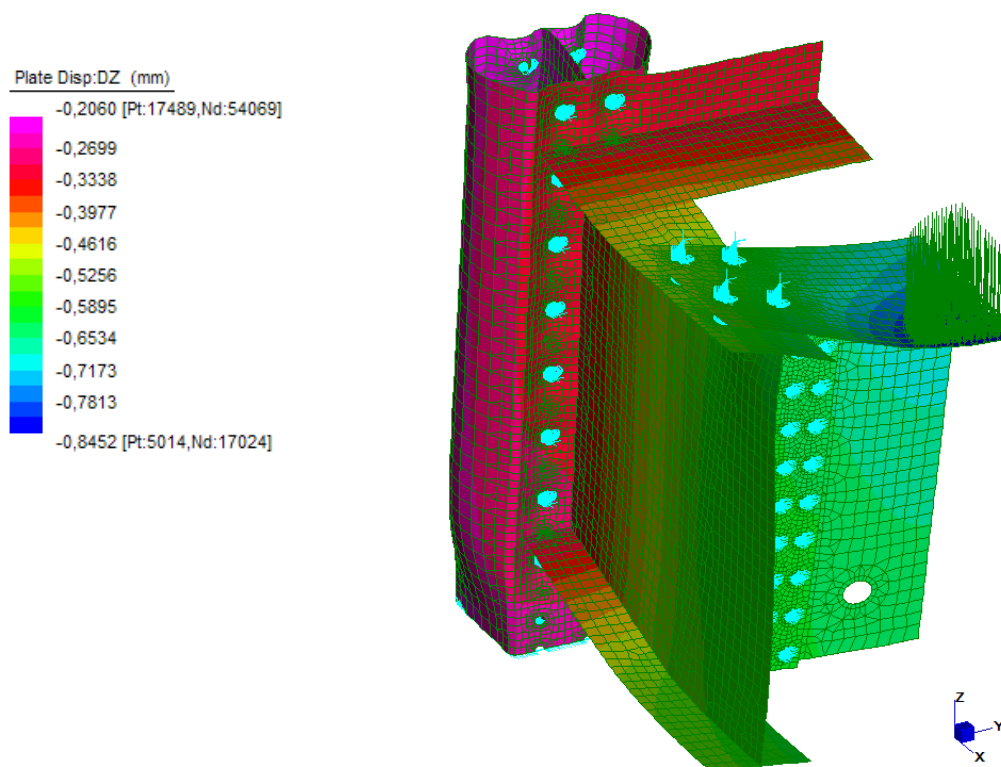


Fig.6.24: Contour degli spostamenti verticali con un carico pari a due volte quello dell'attuatore.

## 6.5. Frequenze naturali di vibrazione

Si riportano le prime 8 frequenze naturali di vibrazione della struttura. Questa analisi risulta importante al fine di evitare problemi di risonanza tra le frequenze proprie della struttura e quella di applicazione del carico da parte dell'attuatore.

<b>FINAL FREQUENCY RESULTS</b>			
Mod	Eigenvalue	Frequency [rad/s]	Frequency [Hertz]
1	5.36557045E+05	7.32500543E+02	1.16581082E+02
2	6.58959623E+05	8.11763280E+02	1.29196139E+02
3	7.68175395E+05	8.76456157E+02	1.39492330E+02
4	9.38848989E+05	9.68942201E+02	1.54211941E+02
5	9.92927856E+05	9.96457654E+02	1.58591161E+02
6	1.76165025E+06	1.32727173E+03	2.11241857E+02
7	1.96565590E+06	1.40201851E+03	2.23138176E+02
8	2.21342528E+06	1.48775848E+03	2.36784116E+02

Le frequenze riportate in tabella sono ottenute a partire dalla soluzione lineare, poiché non è permesso dal programma compiere un'analisi delle frequenze naturali di vibrazione a partire da condizioni iniziali derivanti da un'analisi non lineare (i.e. non è considerata la pretensione dei giunti bullonati).

L'**attuatore** è in grado di sviluppare una frequenza massima di applicazione del carico pari a 10 Hz, pertanto molto lontana dai 116 Hz della prima frequenza propria di vibrazione del portale; è comunque consigliabile evitare dei sottomultipli delle frequenze proprie di vibrazione.



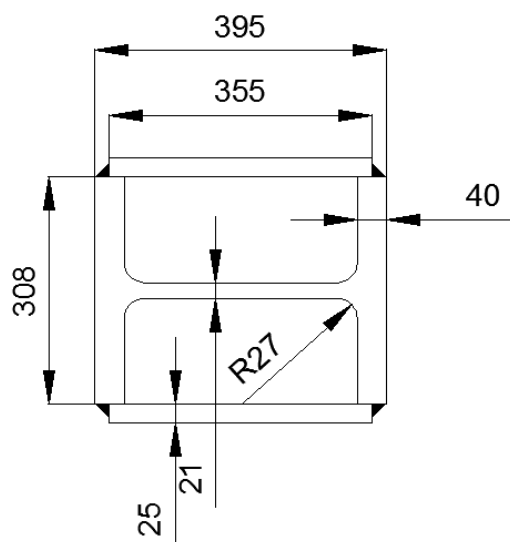
# 7. VERIFICA STRUTTURALE DELL'ATTREZZATURA

In questo capitolo si procede alla verifica di ogni elemento strutturale costituente il portale, con particolare attenzione rivolta alle verifiche a fatica. La condizione fondamentale che è stata posta in fase di progetto è stata, infatti, quella che il portale potesse resistere a sollecitazione ciclica a vita illimitata ( $10^7$  cicli). Nel seguito, le verifiche a fatica basate sul Metodo delle Tensioni Nominali fanno riferimento alle prescrizioni dell'NTC 2008 e della relativa Circolare Applicativa, mentre quelle basate sul Metodo Hot Spot fanno riferimento all'EC3 parte 1-9 e alle indicazioni dell'IIW; per il Metodo Structural Stress basato sulle forze nodali si fa riferimento alla normativa americana ASME del 2007. Il progetto e le verifiche sono stati eseguiti con l'ausilio di fogli di calcolo Excel e di modelli agli elementi finiti realizzati col software Straus7 rel. 2.4.6.

## 7.1. Colonne

Le colonne del portale sono realizzate con profili commerciali di tipo HEM 360 chiusi lateralmente da due piastre saldate. Inizialmente si era ipotizzato un profilo HEM 360 con fazzoletti di irrigidimento trasversali saldati a passo di 200 mm per **garantire la stabilità dell'anima** della colonna; questa possibilità di progetto è stata scartata a favore della sezione chiusa che, a parità di peso, permette di avere una sezione trasversale maggiore e pertanto minore deformazione assiale, pur garantendo la stabilità dei piatti.

Le caratteristiche geometriche e inerziali della sezione sono di seguito riportate.



Dimensioni sezione colonna	
h [mm]	395
b [mm]	308
a [mm]	21
e [mm]	40
r [mm]	27
Area [mm <sup>2</sup> ]	47630
J <sub>y</sub> [mm <sup>4</sup> ]	9,78·10 <sup>8</sup>
J <sub>x</sub> [mm <sup>4</sup> ]	4,69·10 <sup>8</sup>

Il materiale adottato è acciaio S355J0.

Classificazione del profilo HEM 360 secondo la normativa:

<b>Anima</b>		<b>Ali</b>	
$f_{yk}$ [MPa]	355	$f_{yk}$ [MPa]	355
$\epsilon$	0,81	$\epsilon$	0,81
$33 \cdot \epsilon$	26,85	$9 \cdot \epsilon$	7,32
$38 \cdot \epsilon$	30,92	$10 \cdot \epsilon$	8,14
$42 \cdot \epsilon$	34,17	$14 \cdot \epsilon$	11,39
c [mm]	261	c [mm]	116,5
t [mm]	21	t [mm]	40
c/t	12,43	c/t	2,91
<b>classe</b>	<b>1</b>	<b>classe</b>	<b>1</b>

Pertanto la sezione appartiene alla classe 1.

#### Dimensionamento delle saldature

Se la saldatura è a **completa penetrazione**, come previsto in questo progetto per le saldature dei piatti al profilo HEM 360, è necessaria una cianfrinatura del pezzo e la saldatura deve essere di classe I (controlli estesi). In questo caso è previsto che la saldatura abbia una resistenza almeno pari a quella dei pezzi che unisce, quindi in genere non è necessaria una verifica statica specifica.

#### **7.1.1. Verifica statica e a fatica**

Le verifiche statiche a compressione e a presso-flessione (con la flessione dovuta a una forza orizzontale pari a 1/100 di quella verticale) vengono svolte solo su una delle quattro colonne, data la doppia simmetria in pianta del portale e del carico. La condizione più gravosa si ha quando l'attuatore espleta il massimo della forza (1500 kN) in fase di accorciamento, ovvero quando le colonne lavorano in compressione.

Combinazione:  $G_1 + G_2 + Q_{k1}$

Il  $\gamma_G$  è stato posto pari a 1 poiché il carico massimo **imposto dall'attuatore è un valore** certificato dalla ditta costruttrice, inoltre il processo di carico è previsto sia monitorato da appositi strumenti con elevata precisione.



Nei paragrafi successivi si procederà ad un'analisi tensionale più accurata mediante il modello agli elementi finiti.

Densità acciaio [t/mm <sup>3</sup> ]	7,87·10 <sup>-9</sup>
Lunghezza colonna [mm]	5000
Sezione [mm <sup>2</sup> ]	47630
Sezione netta [mm <sup>2</sup> ]	41550
Inerzia lungo l'asse debole [mm <sup>4</sup> ]	9,78·10 <sup>8</sup>
Carico attuatore [kN]	1500
Forza orizzontale [kN]	15
Peso struttura G <sub>1</sub> [kN]	158,69
Peso attuatore G <sub>2</sub> [kN]	41,19

L'area netta è ottenuta depurando quella lorda di una quantità pari all'area della sezione diametrale longitudinale del foro ( $d_{BULLONE} = 32mm$ ), moltiplicata per il numero dei fori che è pari a 4.

Ne risultano le seguenti sollecitazioni in corrispondenza della sezione di base della colonna:

$$N_{sd} = \frac{158,69}{4} + \frac{41,19}{4} + \frac{1500}{4} = 425,0 \text{ kN}$$

$$M_{sd} = 5 \cdot \frac{1500}{4 \cdot 100} = 18,75 \text{ kNm}$$

da cui si hanno le seguenti tensioni:

$$\sigma_{compr,Nsd} = \frac{N_{sd}}{A_{netta}} = \frac{425,0 \cdot 10^3}{41550} = 10,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{compr,Msd,x} = \frac{M_{sd}}{J_y} x = \frac{18,75 \cdot 10^6}{9,78 \cdot 10^8} \cdot \frac{395}{2} = 7,90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{compr,Msd,y} = \frac{M_{sd}}{J_x} y = \frac{18,75 \cdot 10^6}{4,69 \cdot 10^8} \cdot \frac{308}{2} = 2,95 \text{ MPa}$$

Trascurando la tensione tangenziale che è estremamente ridotta, si ha una tensione totale di Von Mises:

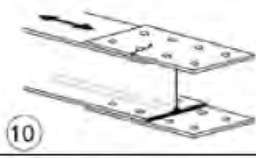


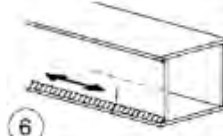
$$\sigma_{compr,max} = 10,23 + 7,90 = 18,13 \text{ MPa} < f_{yd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_{M0}} = \frac{355}{1,05} = 338,10 \text{ MPa}$$

La verifica è pertanto soddisfatta. Il motivo dell'evidente sovradimensionamento delle colonne, come si vedrà in seguito, è l'esigenza di ridurre il più possibile la deformazione assiale delle stesse.

La verifica a fatica viene svolta nella situazione più gravosa, ovvero quando l'attuatore opera ciclicamente in allungamento e accorciamento espletando la massima forza. Il rapporto di ciclo  $R$  è pertanto pari a -1.

L'ampiezza di tensione sollecitante ( $\Delta\sigma_{sd}$ ) è pari a due volte la tensione massima di compressione della colonna ( $\Delta\sigma_{sd} = 2 \cdot 10,23 = 20,46 \text{ MPa}$ ). L'azione della forza orizzontale non è considerata nella verifica a fatica: tale forza è stata introdotta al solo scopo di cautelarsi da accidentali, e pertanto non cicliche, spinte dell'attuatore non perfettamente verticali.

Per la verifica a fatica si fa riferimento alle classi di dettaglio della Circolare Applicativa (Tab.C4.2.XIII.d e Tab.C4.2.XIV). I particolari di interesse sono: il dettaglio (6), a cui corrisponde la classe FAT100, per la verifica delle saldature delle colonne e il dettaglio (11), a cui corrisponde la classe FAT90, per la presenza di fori lungo tutta l'altezza della colonna (con  $\Delta\sigma$  al netto dell'area dei fori per le barre).

90		10) Giunti bullonati con coprigiunti singoli e bulloni AR precaricati o bulloni precaricati iniettati	$\Delta\sigma$ riferiti alla sezione lorda
		11) Elementi strutturali forati soggetti a forza normale e momento flettente	$\Delta\sigma$ riferiti alla sezione netta
100		5) Saldatura manuale a cordoni d'angolo o a piena penetrazione	5) e 6) Deve essere assicurato un corretto contatto tra anima e piattabanda. Il bordo dell'anima deve essere preparato in modo da garantire una penetrazione regolare alla radice, senza interruzioni
		6) Saldatura a piena penetrazione manuale o automatica eseguita da un sol lato, in particolare per travi a cassone	

La verifica a fatica a vita illimitata è la seguente:

$$\Delta\sigma_{sd} \leq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} \quad \text{dove} \quad \Delta\sigma_D = 0,737 \cdot \Delta\sigma_c$$

Si riportano di seguito le tabelle riassuntive delle verifiche a fatica a vita illimitata: la prima si riferisce alla possibilità di innesco di una cricca in prossimità dei fori presenti nella colonna, la seconda fa riferimento alle saldature del profilo HEM.

<b>Verifica a fatica (11)</b>		<b>Verifica a fatica (6)</b>	
$\Delta\sigma_{sd}$	20,46 MPa	$\Delta\sigma_{sd}$	20,46 MPa
$\Delta\sigma_c$	90,00 MPa	$\Delta\sigma_c$	100,00 MPa
$\Delta\sigma_D$	66,33 MPa	$\Delta\sigma_D$	73,70 MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15 - 1,35)	1,35	$\gamma_{Mf}$ (1,15 - 1,35)	1,35
<b>verifica:</b>	<b>ok</b>	<b>verifica:</b>	<b>ok</b>
coeff. di sicurezza	3,24	coeff. di sicurezza	3,6

Le verifiche sono soddisfatte con un coefficiente di sicurezza  $\gamma_{Mf}$  superiore al limite previsto (che è pari a 1,35).

### 7.1.2. Verifica di stabilità dell'equilibrio

Grazie alla simmetria per geometria e carico, si esegue la verifica su un quarto della struttura e più precisamente su una delle quattro colonne; il carico utilizzato è lo stesso utilizzato nel paragrafo precedente (vedi **§7.1.1**).

Le condizioni di vincolo alle estremità della colonna sono tali per cui si ha rotazione impedita (i.e. un incastro) alla base e rotazione parzialmente impedita in sommità (vista la notevole rigidità delle travi). A favore di sicurezza si potrebbe procedere alla verifica nella condizione più gravosa, ovvero quella di incastro alla base e libera rotazione in sommità. In tale configurazione la lunghezza libera di inflessione è pari a due volte l'altezza della colonna ( $l_0 = \beta \cdot h = 2 \cdot h$ ). Si ritiene sarebbe più corretto pensare al portale come un telaio con incastro alla base e rotazione impedita in sommità (visto che le travi orizzontali possono essere considerate infinitamente rigide a flessione rispetto alle colonne); in tale configurazione la lunghezza libera di inflessione è pari all'altezza della colonna ( $l_0 = \beta \cdot h = 1 \cdot h$ ). Di seguito si riportano entrambe le verifiche.

Per la verifica di stabilità delle membrature ci si riferisce al §4.2.4.1.3.1 dell'NTC'08 che si riporta di seguito.

L'elemento è assunto come sollecitato a compressione semplice e quindi la verifica è:

$$N_{sd} \leq N_{b,Rd}$$

dove:

$N_{sd}$  è l'azione di compressione sollecitante;

$N_{b,Rd}$  è l'azione resistente all'instabilità, data da

$$N_{b,Rd} = \frac{\chi A f_{yk}}{\gamma_{M1}} \quad \text{per sezioni di classe 1.}$$

Il coefficiente  $\chi$  dipende dal tipo di sezione e dal tipo di acciaio e si ricava, in base ai valori di snellezza adimensionale  $\bar{\lambda}$ , dalla seguente formula:

$$\chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \bar{\lambda}^2}} \leq 1$$

dove:

$$\Phi = 0.5 [1 + \alpha (\bar{\lambda} - 0.2) + \bar{\lambda}^2] ;$$

$\alpha$  è il fattore di imperfezione che si ricava dalla tabella sottostante;

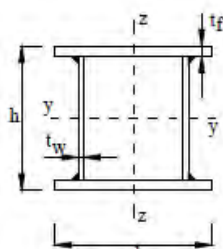
$\bar{\lambda}$  è la snellezza adimensionalizzata che è pari a:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A f_{yk}}{N_{cr}}} \quad \text{per sezioni di classe 1;}$$

$N_{cr}$  è il carico critico che si valuta in base alle proprietà della sezione lorda e alla lunghezza libera di inflessione  $l_0$  della colonna:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 E J}{l_0^2}$$

Con riferimento alla tabella seguente, si assume la curva di instabilità "c" a cui corrisponde un fattore di imperfezione pari a 0,49.

Sezione trasversale	Limiti	Inflessione intorno all'asse	Curva di instabilità		
			S235, S275, S355, S420	S460	
	In generale	qualunque	b	b	
	saldature "spesse": $a > 0.5t_f$ ; $b/t_f < 30$ ; $h/t_w < 30$	qualunque	c	c	
Curva di instabilità	$a_0$	a	b	c	d
Fattore di imperfezione $\alpha$	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76

Di seguito viene riportata la verifica di **stabilità attorno all'asse debole** ovvero attorno all'asse x, sia per  $\beta=2$  che per  $\beta=1$ .

Verifica con $\beta = 2$		Verifica con $\beta = 1$	
$N_{sd}$	425,0 kN	$N_{sd}$	425,0 kN
$J_x$	$4,69 \cdot 10^8$ mm <sup>4</sup>	$J_x$	$4,69 \cdot 10^8$ mm <sup>4</sup>
$N_{cr}$	$9,71 \cdot 10^6$ N	$N_{cr}$	$38,82 \cdot 10^6$ N
$\bar{\lambda}$	1,319	$\bar{\lambda}$	0,660
$\phi$	1,645	$\phi$	0,796
$\chi$	0,381	$\chi$	0,806
$\gamma_{M1}$	1,05	$\gamma_{M1}$	1,05
A	47630 mm <sup>2</sup>	A	47630 mm <sup>2</sup>
$f_{vk}$	355 Mpa	$f_{vk}$	355 Mpa
$N_{b,rd}$	6130,5 kN	$N_{b,rd}$	12981,14 kN
<b><math>N_{b,rd} &gt; N_{sd}?</math></b>	<b>ok</b>	<b><math>N_{b,rd} &gt; N_{sd}?</math></b>	<b>ok</b>

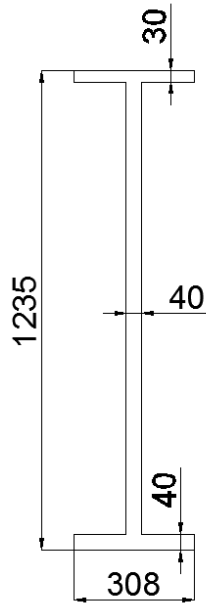
La verifica di instabilità è soddisfatta in entrambi i casi.

Si precisa che sono svolte delle analisi più accurate nei riguardi dell'**instabilità** (vedi **§6.3**) attraverso il solutore Linear Buckling di Straus7, mediante il quale si è **indagata l'instabilità** di tutte le parti costituenti il portale e non delle sole colonne. Non è stato necessario, in tale contesto, **valutare l'autovalore associato** al modo di instabilità delle colonne poiché di gran lunga maggiore rispetto ad altri associati, ad esempio, all'instabilità delle costole di irrigidimento del piastrone di riscontro dell'attuatore. Queste ultime, in particolare, si sono verificate essere l'elemento più critico nei confronti dell'instabilità.

## 7.2. Travi

Si tratta di due travi lunghe 2400 mm e alte 1235 mm, disposte parallelamente tra loro e composte da lamiere saldate a completa penetrazione. Il collegamento delle travi con le colonne è realizzato mediante bulloni precaricati ad alta resistenza (giunzione ad attrito).

Lo schema statico della trave è intermedio tra quello di una trave su due appoggi e quello di una trave doppiamente incastrata, pertanto, per cogliere correttamente la rigidezza del nodo trave-colonna, si è fatto ricorso ad un modello agli elementi finiti molto semplice (soli elementi *beam*).



### Caratteristiche delle travi

Lunghezza (L)	2400 mm
Altezza (H)	1235 mm
Spessore anima (w)	40 mm
Larghezza (B)	308 mm
b	134 mm
h	1165 mm
$e_{sup}$	30 mm
$e_{inf}$	40 mm
$J_x$	$1,30 \cdot 10^{10} \text{ mm}^4$
$J_y$	$1,77 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$
Area	68160 $\text{mm}^2$
Area di taglio	45120 $\text{mm}^2$

Le verifiche a fatica sulla trave sono state svolte considerando solo metà struttura, ovvero il portale formato da tre elementi trave (*beam*) (l'**architrave** e le due colonne) con le rispettive sezioni. La necessità di utilizzare le sollecitazioni derivanti da un modello beam equivalente al modello plate, anziché usare direttamente le tensioni fornite dal modello plate, è dovuta alla complessità della struttura. Non sempre è possibile ricavare le tensioni nominali in specifiche sezioni dal modello plate, come ad esempio in mezzeria della trave, a causa della sovrapposizione di vari elementi (il piastrone di riscontro e le costole attraverso un coprigiunto si collegano alla trave a metà della sua lunghezza) che causano delle repentine variazioni di sezione e conseguenti picchi di tensione, impedendo la lettura delle tensioni nominali.

Il Metodo Nominale (vedi **§2.1**) prevede di confrontare la tensione sollecitante con la tensione resistente ridotta di un coefficiente ( $\gamma_M$ ). La tensione resistente a fatica, per la relativa categoria dei dettagli costruttivi, è desumibile dalle curve S-N di resistenza a fatica (dette curve di Wöhler) che si ricavano andando a sollecitare un **provino a frequenza prestabilita con un'ampiezza di tensione costante**. Quindi, per riferirsi ad un dettaglio della normativa, si deve innanzitutto avere un particolare strutturale la cui geometria possa rientrare nei casi previsti da normativa, per poi **poter ricavare l'ampiezza di tensione resistente dell'elemento** e confrontarla con la tensione nominale. Nello spirito del metodo le tensioni di picco sono escluse dal calcolo delle tensioni nominali. Essendo il presente caso molto particolare, i dettagli geometrici non sono sempre riconducibili a quelli standardizzati dalla normativa e non è semplice definire correttamente le forze in gioco, per cui si è deciso di compiere un'**analisi maggiormente dettagliata, di alcuni particolari, con l'utilizzo di metodi più**

sofisticati, come il Metodo Hot Spot Stress. Nei capitoli successivi è illustrato il metodo e le sue applicazioni.

In quanto alle sollecitazioni, si è visto che dal modello plate non vi sono spostamenti di tipo torsionale della trave (forse per l'elevata rigidità della struttura in sé e dei molteplici nodi che rendono la trave solidale al contrasto e alle colonne) per cui è stato possibile trascurare il momento torcente trasmesso dalla piastra di contrasto alla trave e quindi schematizzare l'azione dell'attuatore come un'azione verticale applicata in mezzera della trave.

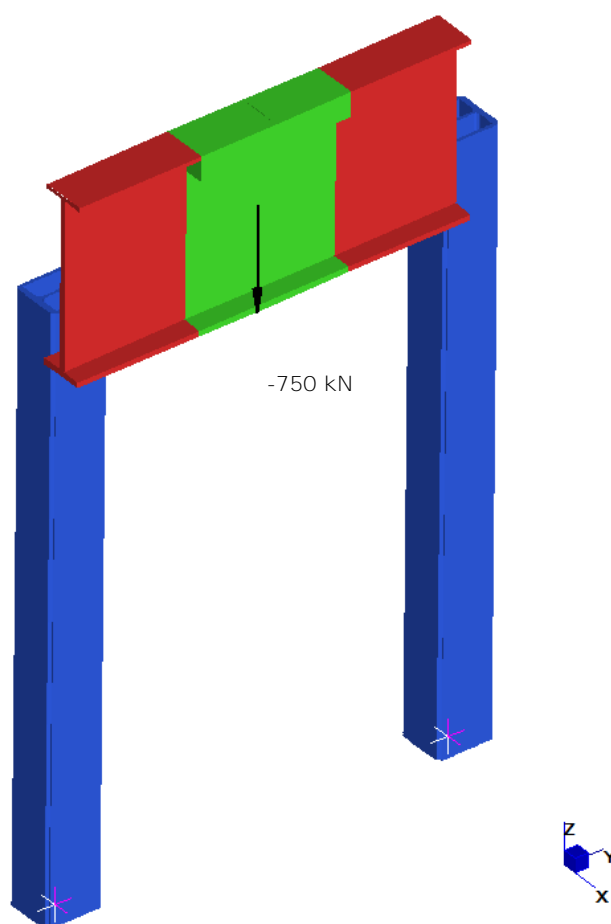


Fig.7.1: Modello a beam di metà portale.

<b>Sollecitazioni</b>	
Modello beam (in appoggio)	
$M_{sd}$	24,45 kNm
$T_{sd}$	375 kN
$N_{sd}$	8,5 kN

<b>Sollecitazioni</b>	
Modello beam (in campata)	
$M_{sd}$	500,5 kNm
$T_{sd}$	750 kN
$N_{sd}$	8,5 kN


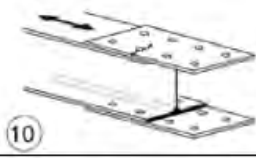

<b>Tensioni</b>	
(in campata)	
$\sigma(N_{Sd})$	0,12 MPa
$\sigma(M_{Sd,x})$	23,77 MPa
$\tau$	16,62 MPa
$\sigma_{MAX}$	23,90 MPa
$\sigma_{MIN}$	-23,65 MPa
$\sigma_{VON MISES}$	37,34 MPa

<b>Tensioni</b>	
(in appoggio)	
$\sigma(N_{Sd})$	0,12 MPa
$\sigma(M_{Sd,x})$	1,16 MPa
$\tau$	8,31 MPa
$\sigma_{MAX}$	1,29 MPa
$\sigma_{MIN}$	-1,04 MPa
$\sigma_{VON MISES}$	14,44 MPa

Si precisa che i valori di tensione sollecitante ( $\Delta\sigma_{Sd}$ ) sono nominali e rappresentano la condizione più gravosa per le verifiche a fatica: la tensione deriva principalmente dalla sollecitazione flettente (ed eventuale forza assiale) scomposta come coppia di forze assiali applicate alle ali della trave. Le verifiche sono adottando la classe di dettaglio che meglio rappresenta il particolare preso in considerazione. Si valutano solo le tensioni nella direzione indicata dalla freccia che vi è in ogni dettaglio suggerito dalla Circolare delle NTC'08 e non le tensioni principali o ricavate dalla combinazione assiale e trasversale (come quelle ricavate con Von Mises).

### 7.2.1. Verifica a fatica delle travi

Le verifiche a fatica sulle travi si conducono in mezzzeria poiché è la zona che presenta le tensioni più elevate. Per la verifica a fatica si fa riferimento alle classi di dettaglio della Circolare Applicativa (Tab.C4.2.XIV e Tab.C4.2.XIII.d). I particolari di interesse sono: il dettaglio (5) classificato come FAT100, per la verifica delle saldature longitudinali tra anima e ala della trave, e il dettaglio (11) classificato come FAT90, data la presenza di fori sull'ala superiore della trave.

100		<p>5) Saldatura manuale a cordoni d'angolo o a piena penetrazione</p> <p>6) Saldatura a piena penetrazione manuale o automatica eseguita da un sol lato, in particolare per travi a cassone</p>	<p>5) e 6) Deve essere assicurato un corretto contatto tra anima e piattabanda. Il bordo dell'anima deve essere preparato in modo da garantire una penetrazione regolare alla radice, senza interruzioni</p>
90		<p>10) Giunti bullonati con coprigiunti singoli e bulloni AR precaricati o bulloni precaricati iniettati</p>	<p><math>\Delta\sigma</math> riferiti alla sezione lorda</p>
		<p>11) Elementi strutturali forati soggetti a forza normale e momento flettente</p>	<p><math>\Delta\sigma</math> riferiti alla sezione netta</p>



Le verifiche a fatica sono le seguenti:

<b>VERIFICA saldatura anima-ala inf</b>	
$\Delta\sigma_{sd}$	47,55 MPa
$\Delta\sigma_c$	100 MPa
$\Delta\sigma_D$	73,70 MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15 - 1,35)	1,35
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>
coeff. di sicurezza :	2

<b>VERIFICA fori dell'ala sup</b>	
$\Delta\sigma_{sd}$	47,55 MPa
$\Delta\sigma_c$	90 MPa
$\Delta\sigma_D$	66,33 MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15 - 1,35)	1,35
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>
coeff. di sicurezza :	1,40

Entrambe le verifiche a fatica sono soddisfatte, anche se con un coefficiente di sicurezza di poco superiore al limite 1,35.

### 7.2.2. Verifica a fatica dei giunti saldati

La tensione nominale da utilizzarsi nella verifica a fatica per saldature a cordone d'angolo fa riferimento alla tensione sopportata dalla sezione di gola efficace della saldatura; per sezione di gola efficace si intende la filettatura doppia come mostrato in **Fig.7.2** (i.e.  $w = 2a$ ).

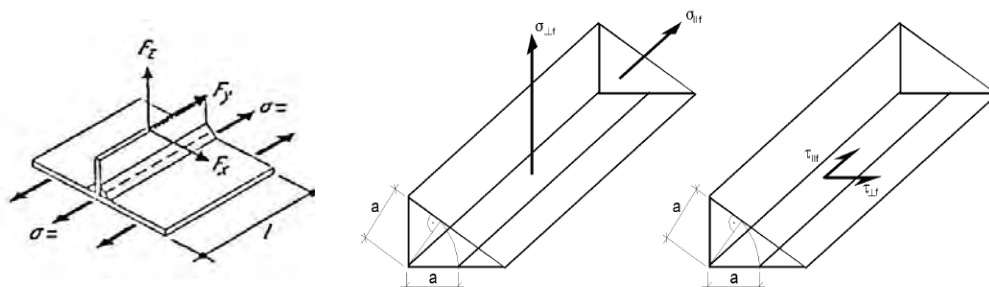


Fig.7.2: Tensioni sulla sezione di gola della saldatura.

Tensione nominale assiale:

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2} \quad \text{con } \sigma_{\perp} = \frac{F_z}{w l}$$

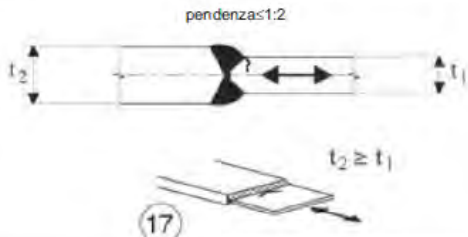
Tensione nominale tangenziale:

$$\tau_w = \tau_{\parallel} = \frac{F_y}{w l}$$

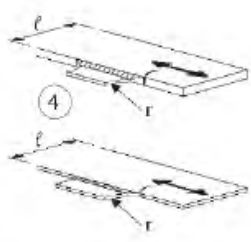

$$\tau_w = \tau_{\perp} = \frac{F_x}{w l}$$

### Saldatura tra l'ala inferiore della trave e l'irrigidimento della flangia

L'ala inferiore della trave è spessa 40 mm, l'irrigidimento della flangia è spesso 30 mm ed essendo gli assi allineati non è necessario ridurre la tensione di un fattore geometrico  $k_f$ , dovuto al disassamento; si deve però tener conto di un coefficiente correttivo  $k_s$  poiché gli spessori in gioco sono superiori a 25 mm. Per condurre la verifica si fa riferimento alla classe FAT71 relativa al particolare (17) della Circolare Applicativa (Tab.C4.2.XV).

		$k_w = (25/t)^{0,2}$	
71	 <p>pendenza 1:2</p> <p><math>t_2 \geq t_1</math></p> <p>(17)</p>	<p>17) Saldature trasversali a piena penetrazione tra elementi di spessore differente con assi allineati</p> <p>Per spessori <math>t_1 &gt; 25</math> mm si deve adottare una classe ridotta del coefficiente</p> $k_s = (25/t_1)^{0,2}$	<p>Nel caso di disassamento la classe deve essere ridotta con il coefficiente</p> $k_{se} = \left( 1 + \frac{6e}{t_1} \frac{t_1^{1,5}}{t_1^{1,5} + t_2^{1,5}} \right)^{-1}$ <p>da combinare, eventualmente, con <math>k_e</math>, quando <math>t_1 &gt; 25</math> mm</p>

Lo stesso collegamento deve essere verificato anche nella direzione ortogonale poiché le sollecitazioni in gioco sono in entrambe le direzioni **della superficie dell'ala, per cui la cricca si può verificare anche a causa della trazione che agisce sull'ala inferiore**. Il particolare di riferimento nella Circolare Applicativa (Tab.C4.2.XVI) è il (5) in quanto non è stato previsto un raggio di raccordo: nel caso la verifica non fosse soddisfatta si procederà **con l'aggiunta di un raccordo e alla verifica con il particolare (4)**.

<p>90 (a) 71 (b) 50 (c)</p>		<p>4) Fazzoletti d'attacco saldati a un lato di un piatto o della piattabanda di una trave e dotati di raccordo di transizione di raggio r.</p> <p>La lunghezza L deve essere valutata come per i dettagli 1), 2) e 3).</p> <p>La stessa classificazione può essere adottata anche per piattabande saldate dotate di raccordo di transizione di raggio r.</p> <p>(a) <math>r \geq L/3</math> o <math>r \geq 150</math> mm (b) <math>L/3 &gt; r \geq L/6</math> (c) <math>r &lt; L/6</math></p>	<p>Raccordo di transizione di raggio r realizzato con taglio meccanico o a gas realizzato prima della saldatura del fazzoletto. Al termine della saldatura, la parte terminale deve essere molata in direzione della freccia per eliminare completamente la punta della saldatura</p>
<p>40</p>		<p>5) Come saldato, senza raccordo di transizione</p>	

Per condurre le verifiche a fatica descritte, sono state utilizzate le tensioni nominali calcolate a partire da M, N e T ricavate dal modello beam, per la verifica (5), mentre per la verifica (17) le tensioni sono state ricavate dal modello plate (**Fig.7.3**).

Si riportano di seguito le verifiche:

<b>VERIFICA della saldatura (5)</b>	
$\Delta\sigma_{y,sd}$	3,09 MPa
$\Delta\sigma_C$	71 MPa
$k_S$	0,964
$\Delta\sigma_D$	50,45 MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15 - 1,35)	1,35
verifica :	ok
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>16</b>

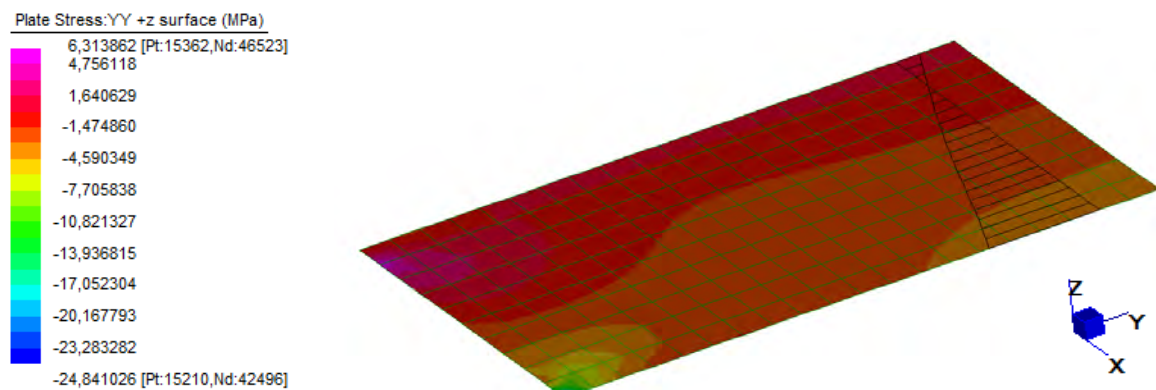


Fig.7.3: Tensioni sull'irrigidimento della flangia.

Il valore medio della tensione utilizzato per verificare a fatica la saldatura tra l'ala inferiore della trave e l'irrigidimento della flangia è stato estratto attraverso una

media della tensione che agisce trasversalmente sull'irrigidimento a distanza sufficiente affinché il valore non fosse alterato dai picchi di tensione.

La tensione media ottenuta dal diagramma delle tensioni globali è  $\sigma_y = 1,55 \text{ MPa}$ .

La verifica a fatica condotta in relazione al particolare (17) è riportata di seguito:

<b>VERIFICA della saldatura (17)</b>	
$\Delta\sigma_{x,sd}$	2,32 MPa
$\Delta\sigma_C$	40 MPa
$\Delta\sigma_D$	29,48 MPa
$\gamma_{MF} (1,15 - 1,35)$	1,35
verifica :	ok
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>13</b>

La zona di studio è largamente verificata a fatica poiché le tensioni nominali agenti sono di modesta entità.

Si è ritenuto inutile riportare la verifica a fatica della saldatura tra l'ala superiore della trave (di spessore 30 mm) e l'irrigidimento della flangia, poiché sono una mera ripetizione delle precedenti.

È da notare che la verifica a fatica con le tensioni nominali è soddisfatta anche senza un possibile raccordo tra i due piatti (irrigidimento e ala). È consigliabile però introdurre comunque un raccordo graduale: nonostante sia possibile una plasticizzazione locale in corrispondenza del picco di tensione, è sconsigliato realizzare un intaglio ad angolo retto poiché si creerebbero delle tensioni molto elevate e concentrate in una piccola area, le quali potrebbero essere fonte di innesco di cricche di fatica. Come si vede nella Tavola 1 dell'**ALLEGATO A**, è stato previsto un raccordo di raggio  $r = 100 \text{ mm}$ .

### **7.3. Piastra di riscontro e costole di irrigidimento**

Il sistema formato dalla piastra di riscontro e dalle due costole di irrigidimento inclinate forma una sorta di lettera greca  $\pi$  che ricorda la forma di un "camino". Tale sistema costituisce il supporto e il riscontro dell'attuatore, il quale viene fissato mediante bulloni all'intradosso della piastra.

### 7.3.1. Verifica della piastra di riscontro

#### PRIMA PROPOSTA PROGETTUALE

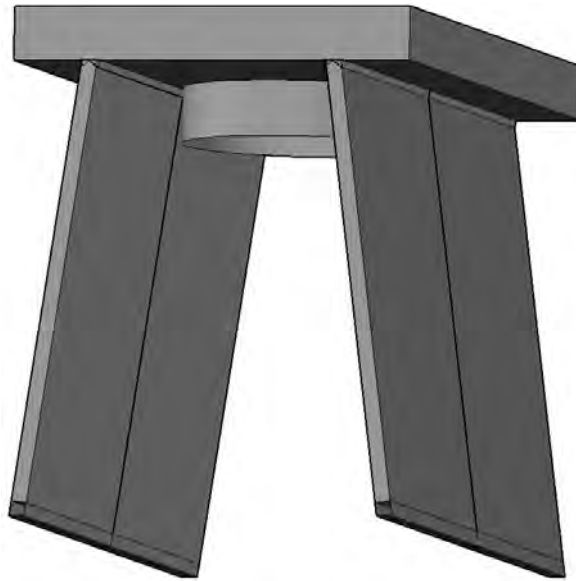


Fig.7.4: Particolare 3D del camino con la piastra di riscontro (sp. 140 mm) e la piastra dell'attuatore (sp. 90 mm).

Le verifiche a fatica sul camino sono state svolte seguendo le indicazioni riportate nel **§2.3.1**, poiché nessuno dei dettagli forniti dalle normative basate sulle tensioni nominali rappresentava correttamente il caso in esame (a causa della modalità di carico).

Noti questi valori di tensione si può calcolare la resistenza a fatica del materiale base  $\sigma_{a\infty}$  (anche detta limite di vita a fatica infinita) per un numero  $N = 2 \cdot 10^6$  di cicli,  $R = -1$  e probabilità di sopravvivenza del 50%; essa è stimata come:

$$\sigma_{a\infty} = 0,5 \cdot \sigma_R$$

Le dimensioni del pezzo, **la finitura superficiale e l'effetto di forma** sono prese in considerazione con i coefficienti  $K_d$ ,  $K_f$ ,  $K_l$  e  $K_v$  che permettono di ottenere la tensione resistente effettiva:

$$\sigma_{a\infty}^* = \frac{\sigma_{a\infty}}{K_d K_f K_l K_v}$$

dove:

$K_d = 1 \div 1,5$  **Effetto dimensione**, più grande è il pezzo e più alta è la possibilità di trovare micro difetti/cricche nel materiale (nel caso in esame si è scelto il

coefficiente in funzione dello spessore della piastra che equivale al diametro del provino segnato in figura (vedi **Fig.7.5**);

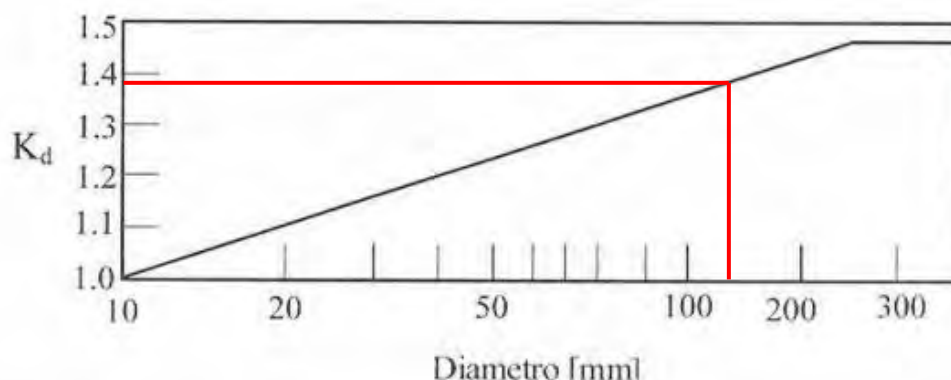


Fig.7.5: Diagramma (Diametro,  $K_d$ ) da UNI 7670.

$K_f = 1 \div 3$  **Effetto della finitura superficiale**, essendo la fatica un fenomeno locale che risente della finitura superficiale: tanto peggiore è la finitura, tanto più facile sarà l'instaurarsi di un processo di rottura; più bassa è la rugosità superficiale, migliore è la resistenza a fatica ( $R_a$ , *indice di rugosità*). Nel caso in esame si è considerata la finitura relativa ad un laminato o forgiato di precisione (vedi **Fig.7.6**);

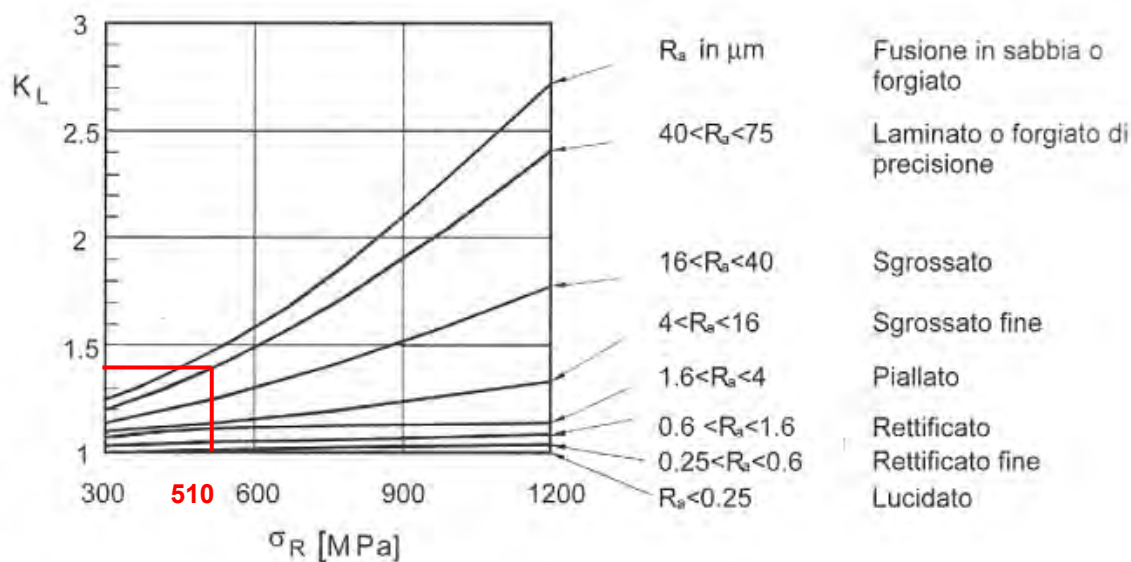


Fig.7.6: Diagramma ( $\sigma_R$ ,  $K_L$ ) da UNI 7670.

$K_f$  **Effetto di forma**: brusche variazioni di dimensioni con conseguente concentrazione di tensione riducono la resistenza a fatica e anche la resistenza statica, di questo tiene conto il coefficiente  $K_f$  che abbassa il limite  $\sigma_{a\infty}$ ; solitamente il valore di  $K_f$  si ricava dalla seguente formulazione:

$$\begin{cases} K_f - 1 = q (K_t - 1) \\ q = \frac{1}{1 + \frac{a}{\rho}} \end{cases}$$

dove  $K_t$  è fornito in letteratura da Peterson e  $q$  aumenta al crescere della tensione applicata, del raggio di curvatura dell'intaglio ( $\rho$ ), delle dimensioni del pezzo e della finezza della grana cristallina.

Il caso in esame non rientra tra i casi noti studiati da Peterson, quindi, vista l'impossibilità di calcolare  $K_f$  dalla letteratura, si è ricavato tale coefficiente utilizzando il modello agli elementi finiti già costruito in precedenza e opportunamente infittito in termini di mesh nella zona della singolarità geometrica; si è caricata la piastra, anziché con il carico dell'attuatore, con un carico unitario pari a  $-1 \text{ MPa}$  e si è letta la tensione di picco sull'elemento, assunto tale valore come  $K_f$ .

$K_v = 0,8 \div 1,1$  Effetto del tipo di carico applicato, maggiore è l'area che è investita dalle tensioni e maggiore è la probabilità di incontrare difetti; i casi tipici sono: la flessione piana, la flessione rotante e la trazione assiale, come si può vedere in **Fig.7.7**:

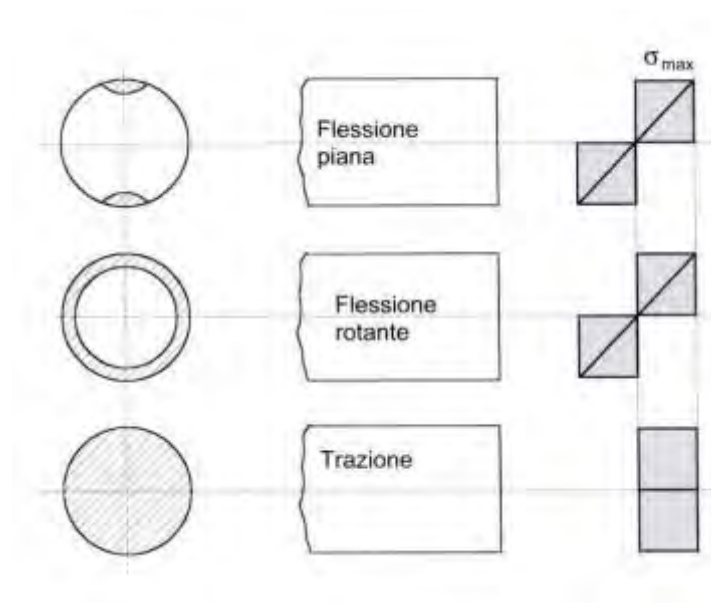


Fig.7.7: Tipologie di sollecitazione del provino in laboratorio.

La piastra in esame è inflessa nel piano, per cui si dovrebbe usare un coefficiente  $K_v = 0,8$  che essendo inferiore a 1 sarebbe meno cautelativo; a favore di sicurezza non si considera quindi tale parametro.

A rigore si dovrebbe considerare anche l'effetto della tensione media  $\sigma_m$  non nulla, poiché il diagramma di Wöhler è riferito a cicli con tensione media nulla. Tramite il diagramma di Haigh, che correla  $\sigma_a$  con  $\sigma_m$ , una volta nota la tensione media  $\sigma_m$ , si potrebbe ottenere una nuova tensione resistente  $\sigma_{a\infty, \sigma_m=const}^*$ :

$$\sigma_{a\infty, \sigma_m=const}^* = \sigma_{a\infty}^* \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R}\right)$$

Nel caso in esame, però, non si considera questa correzione perché la tensione media  $\sigma_m$  è pressoché nulla, essendo la struttura soggetta ad un carico ciclico alterno simmetrico.

Infine si determina il coefficiente di sicurezza  $\gamma_m$  come rapporto tra la tensione resistente ( $\sigma_{a\infty}$ ), ridotta con gli opportuni coefficienti interni ed esterni, e la tensione sollecitante ( $\sigma_{Sd}$ ).

$$\gamma_m = \frac{\sigma_{a\infty, \sigma_m=const}^*}{\sigma_{Sd}} = \frac{\sigma_{a\infty}^*}{\sigma_{Sd}}$$

dove  $\sigma_{Sd}$  è pari al valore dell'ampiezza di tensione sollecitante che realmente agisce sull'elemento; tale valore va considerato non come  $\Delta\sigma$  bensì pari alla tensione massima, cioè quella di picco che si legge direttamente dal modello FEM.

Per condurre le analisi si è scelto di non considerare il modello di tutta la struttura ma di creare un nuovo modello con la sola piastra di contrasto e i relativi irrigidimenti. In tal modo si è potuto infittire opportunamente la mesh nei punti critici, senza incorrere in un carico computazionale troppo oneroso. In questo nuovo modello si è supposto che la parte di struttura non modellata trasmettesse un vincolo di incastro perfetto, assunzione supportata dai minimi spostamenti e rotazioni verificati sulla stessa; tuttavia, per sicurezza, si è valutato il comportamento del modello sostituendo agli incastri perfetti sia dei vincoli cedevoli sia le tensioni ricavate dal modello completo.

Seguono dunque le tabelle in cui si è svolta la verifica a fatica con diversi gradi di infittimento della mesh:

<b>Tensioni sulla piastra (piano -z)</b>	
$\sigma_R$	510 MPa
$\sigma_S$	355 MPa
$\sigma_{a\infty}$	255 MPa



<b>Mesh non infittita</b>		
$\sigma_{sd,max}$	<b>22,11</b>	MPa
$\sigma_{a\ oo}^*$	27,82	MPa
$k_d$	1,39	
$k_l$	1,40	
$k_f$	4,71	
$\sigma_m$	0,6	MPa
$\sigma_{a\ oo, \sigma_m=const}^*$	27,79	MPa
verifica:	ok	
$\gamma_m$	<b>1,26</b>	

Nella tabella soprastante si è, per prova, considerata anche la tensione media  $\sigma_m$  non nulla e, come era lecito aspettarsi, si è potuto constatare che la tensione resistente è sostanzialmente uguale al valore della stessa calcolata senza conteggiare  $\sigma_m$ . Le seguenti verifiche sono pertanto compiute trascurando  $\sigma_m$ .

<b>Mesh infittita 1</b>		
$\sigma_{sd,max}$	<b>23,09</b>	MPa
$\sigma_{a\ oo}^*$	26,67	MPa
$k_d$	1,39	
$k_l$	1,40	
$k_f$	4,91	
verifica:	ok	
$\gamma_m$	<b>1,15</b>	

<b>Mesh infittita 2</b>		
$\sigma_{sd,max}$	<b>23,35</b>	MPa
$\sigma_{a\ oo}^*$	26,27	MPa
$k_d$	1,39	
$k_l$	1,40	
$k_f$	4,99	
verifica:	ok	
$\gamma_m$	<b>1,12</b>	

<b>Mesh infittita 3</b>		
$\sigma_{sd,max}$	<b>23,403</b>	MPa
$\sigma_{a\ oo}^*$	26,40	MPa
$k_d$	1,39	
$k_l$	1,40	
$k_f$	5,00	
verifica:	ok	
$\gamma_m$	<b>1,12</b>	

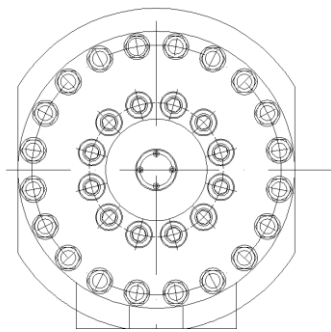
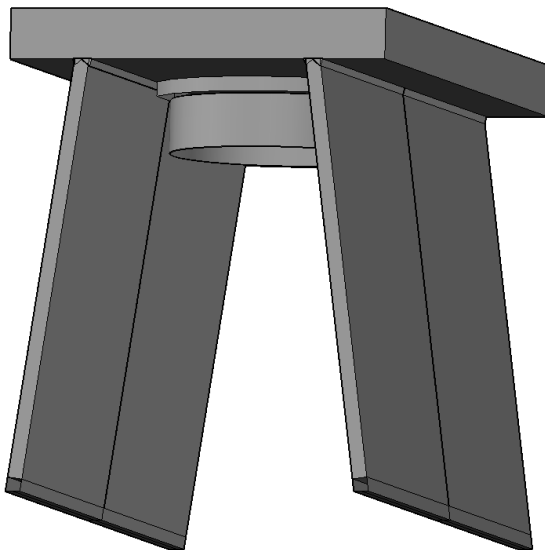
Le tensioni lungo lo spessore della piastra variano, per cui si è tenuto conto solo di quelle sul piano inferiore (-z) ovvero delle tensioni di trazione massime (la rottura avviene proprio in corrispondenza della zona tesa e non di quella compressa).

Infittendo, passo dopo passo, la mesh il valore della tensione aumenta e tende a convergere, quindi l'ultima verifica è quella più corretta.

Concludendo si osserva che la verifica a fatica risulta sempre soddisfatta, anche se con un piccolo margine.

## SECONDA PROPOSTA PROGETTUALE

Si è proposta una seconda soluzione costruttiva, ponendo una ***piastra di transizione*** (spessore ***40 mm***) tra la piastra di riscontro e l'***attuatore***; in questo modo si è ridotta la tensione di picco in corrispondenza alla brusca variazione di sezione, formando una sorta di graduale accompagnamento dallo spessore di ***140 mm*** a quello di ***230 mm***. La forma della piastra di transizione non è perfettamente circolare (vedi ***Fig.7.8***) per permetterne l'inserimento tra i due irrigidimenti obliqui del camino (***Fig.7.9***) che sono stati mantenuti appositamente nelle posizioni originali (condizione di massima vicinanza all'impronta di carico dell'attuatore per una migliore efficienza).



*Fig.7.8: Dettaglio della piastra di transizione. Si può vedere come non abbia forma circolare, per permetterne l'inserimento tra le costole di irrigidimento.*

*Fig.7.9: Particolare 3D del camino, si vedono la piastra di riscontro (sp. 140 mm), la piastra di transizione (sp. 40 mm) e la piastra di base dell'attuatore (sp. 90 mm).*

Sono stati costruiti dei nuovi modelli con vari gradi di infittimento della mesh e sono state svolte le verifiche a fatica con il metodo precedentemente descritto.

È stata svolta la verifica con la tensione di trazione massima, prendendo sempre come riferimento il piano (-z) della piastra in cui si verificano le tensioni di trazione.

<b>Tensioni sulla piastra (piano -z)</b>		<b>Tensioni sulla piastra (piano -z)</b>	
$\sigma_R$	510 MPa	$\sigma_R$	510 MPa
$\sigma_S$	355 MPa	$\sigma_S$	355 MPa
$\sigma_{a\ 00}$	255 MPa	$\sigma_{a\ 00}$	255 MPa
<b>Mesh non infittita</b>		<b>Mesh infittita 2</b>	
$\sigma_{sd,max}$	<b>13,32 MPa</b>	$\sigma_{sd,max}$	<b>14,49 MPa</b>
$\sigma_{sd,max}$	<b>15,51 MPa</b>	$\sigma_{sd,max}$	<b>15,54 MPa</b>
$\sigma_{a\ 00}^*$	39,68	$\sigma_{a\ 00}^*$	39,35
$K_d$	1,39	$K_d$	1,39
$K_l$	1,40	$K_l$	1,40
$K_f$	3,30	$K_f$	3,32
verifica:	ok	verifica:	ok
$\gamma_m$	<b>2,56</b>	$\gamma_m$	<b>2,54</b>
<b>Mesh infittita 1</b>		<b>Mesh infittita 3</b>	
$\sigma_{sd,max}$	<b>13,90 MPa</b>	$\sigma_{sd,max}$	<b>14,11 MPa</b>
$\sigma_{sd,max}$	<b>15,43 MPa</b>	$\sigma_{sd,max}$	<b>15,54 MPa</b>
$\sigma_{a\ 00}^*$	39,59	$\sigma_{a\ 00}^*$	39,52
$K_d$	1,39	$K_d$	1,39
$K_l$	1,40	$K_l$	1,40
$K_f$	3,31	$K_f$	3,33
verifica:	ok	verifica:	ok
$\gamma_m$	<b>2,55</b>	$\gamma_m$	<b>2,53</b>

Come si può osservare dalle tabelle soprastanti, la tensione sollecitante aumenta **all'aumentare dell'infittimento della mesh e tende a convergere** ad un valore prossimo a 15,54 MPa. Si è infittita la mesh (cambiando i set up del programma che limitavano la dimensione dei plate a  $10^{-6}$ ) finché il valore della tensione di picco non tendeva a convergenza, arrestando il processo **una volta raggiunta l'invarianza della seconda cifra decimale**.

### 7.3.2. *Verifica delle costole di irrigidimento*

Le verifiche condotte sulle costole di irrigidimento riguardano il "camino" nel suo insieme, poiché non è possibile scindere il loro studio da quello della piastra di riscontro dell'attuatore. La zona critica di questo insieme è la loro unione, che è realizzata con una saldatura a completa penetrazione. La verifica di tale saldatura è svolta con **l'ausilio di un modello FEM**, nel quale in un primo momento si è deciso di non modellare il cordone di saldatura per limitare **l'onere computazionale**. Le verifiche a fatica sono state condotte sia con il metodo delle Tensioni Nominali sia con il metodo Hot Spot. **In quest'ultimo caso l'estrapolazione delle tensioni viene svolta prendendo come linea di riferimento l'intersezione dei piatti saldati invece che il piede della saldatura**, al fine di non sottostimare la tensione a causa del mancato

contributo di rigidità del cordone. Si precisa che la scelta di non modellare il cordone permette di ottenere stime della vita a fatica che sono a favore di sicurezza: la variazione di sezione, e quindi la variazione di rigidità, sarebbero state più graduali e meno brusche con la presenza della saldatura e avrebbero reso meno incisivo il gradiente delle tensioni. In seguito (§7.3.2.3) si procederà ad utilizzare il metodo di Dong basato sulle forze equivalenti nodali per la verifica della medesima saldatura e sarà quindi modellato anche il cordone, come postulato dal metodo stesso.

### 7.3.2.1. Verifica basata sulle Tensioni Nominali

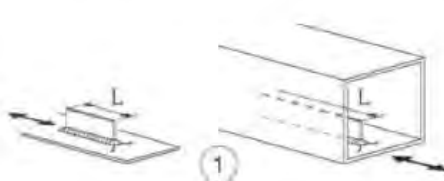
La verifica a fatica del camino, insieme di piastra e costola di irrigidimento, viene svolta sulla base delle Tensioni Nominali nelle due direzioni principali sul piano x-y e sul piano della costola. Si prospettano due situazioni di verifica:

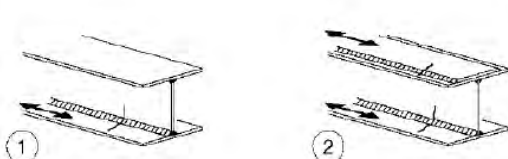
1. si considera la piastra di riscontro come elemento principale sollecitato nel proprio piano (direzioni principali x e y, rispettivamente per il fianco e la testa del cordone);
2. si considera la costola come elemento principale sollecitato nel proprio piano (direzione principale z), dove y è la direzione parallela al cordone di saldatura, mentre x e z sono le direzioni normali al cordone, rispettivamente giacenti nel piano della piastra di riscontro e nel piano della costola.

#### CASO 1)

Considerando la piastra di riscontro come elemento principale, si distinguono due ulteriori casi:

- a) verifica del cordone nella direzione y;
  - b) verifica del cordone nella direzione x.
- 
- a) Si procede alla verifica della testa e dei fianchi del cordone. La costola è saldata per una lunghezza di 1080 mm, per cui la classe di resistenza (NTC 2008 Tab.C4.2.XVI) da adottare per la verifica della testa è la FAT56, particolare costruttivo (1-d), **in cui l'irrigidimento è saldato per una lunghezza superiore a 100 mm**. Tale dettaglio può essere utilizzato solo nel caso in cui lo **spessore dell'attacco** sia inferiore allo spessore della piastra di base. La classe di resistenza (NTC 2008 Tab.C4.2.XIV) da adottare per la verifica dei fianchi è invece la FAT125, particolare costruttivo (1).

Classe del dettaglio	Dettaglio costruttivo	Descrizione	Requisiti
80 (a) 71 (b) 63 (c) <b>56 (d)</b>		<p>Atacchi saldati longitudinali</p> <p>1) La classe del dettaglio dipende dalla lunghezza dell'attacco</p> <p>(a) <math>L \leq 50</math> mm (b) <math>50 &lt; L \leq 80</math> mm (c) <math>80 &lt; L \leq 100</math> mm <b>(d) <math>L &gt; 100</math> mm</b></p>	Spessore dell'attacco minore della sua altezza. In caso contrario vedi dettagli 5 e 6

125		<p>Saldatura longitudinali continue</p> <p>1) Saldatura automatica a piena penetrazione effettuata da entrambi i lati</p> <p>2) Saldatura automatica a cordoni d'angolo. Le parti terminali dei piattini di rinforzo devono essere verificate considerando i dettagli 5) e 6) della tabella C4.2.XXI</p>	1) e 2) Non sono consentite interruzioni/riprese, a meno che la riparazione sia eseguita da un tecnico qualificato e siano eseguiti controlli atti a verificare la corretta esecuzione della riparazione
-----	---	--	--

Il risultato della verifica è riassunto nella tabella seguente:

Verifica piastra-costola (1-d)			Verifica piastra-costola (1)		
$\Delta\sigma_{sd}$	3,60	MPa	$\Delta\sigma_{sd}$	22,3	MPa
$\Delta\sigma_c$	56	MPa	$\Delta\sigma_c$	125	MPa
$\Delta\sigma_D$	41	MPa	$\Delta\sigma_D$	92	MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35		$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35	
verifica :	ok		verifica :	ok	
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>11</b>		<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>4,1</b>	

La verifica a fatica eseguita con il particolare previsto dalla normativa NTC 2008 è largamente soddisfatta.

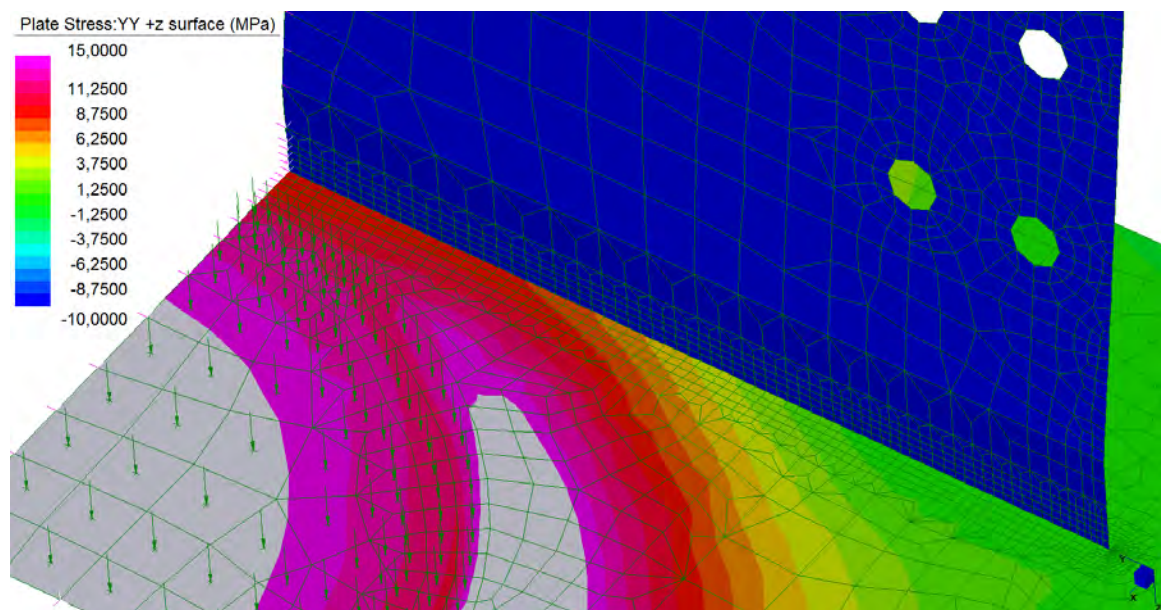
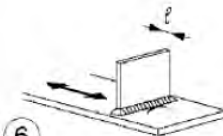
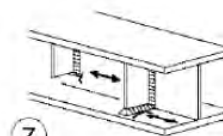


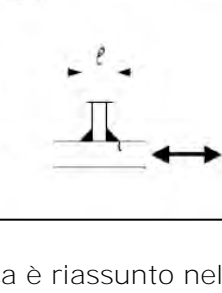


Fig.7.10: Contour delle tensioni ( $\sigma_y$ ) sul piano +z (estradosso) della piastra di riscontro.

b) Si procede alla verifica del fianco del cordone per effetto della sollecitazione ad esso normale (direzione x). La classe di resistenza (NTC 2008 Tab.C4.2.XVI) da adottare per la verifica è la FAT80, particolare costruttivo (6-a), in cui lo spessore dell'irrigidimento è inferiore a 50 mm. Si procede inoltre alla verifica delle parti terminali del cordone, per le quali la classe di resistenza (NTC 2008 Tab.C4.2.XVI) da adottare è la FAT80, particolare costruttivo (7-a).

			<p>Attacchi trasversali</p> <p>6) Saldati a una piastra</p> <p>7) Nervature verticali saldate a un profilo o a una trave composta</p> <p>8) Diagrammi di travi a cassone composte, saldati all'anima o alla piattabanda</p> <p>(a) <math>t \leq 50</math> mm</p> <p>(b) <math>50 &lt; t \leq 80</math> mm</p> <p>Le classi sono valide anche per nervature anulari</p>	<p>6) e 7) Le parti terminali delle saldature devono essere molate accuratamente per eliminare tutte le rientranze presenti</p> <p>7) Se la nervatura termina nell'anima, <math>\Delta\sigma</math> deve essere calcolato usando le tensioni principali</p>
80 (a)				
71 (b)				

Il risultato della verifica è riassunto nella tabella seguente:

Verifica piastra-costola (6-a)			Verifica piastra-costola (7-a)		
$\Delta\sigma_{sd}$	7,14	MPa	$\Delta\sigma_{sd}$	5,6	MPa
$\Delta\sigma_c$	80	MPa	$\Delta\sigma_c$	80	MPa
$\Delta\sigma_D$	59	MPa	$\Delta\sigma_D$	59	MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35		$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35	
verifica :	ok		verifica :	ok	
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>8,3</b>		<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>10,5</b>	

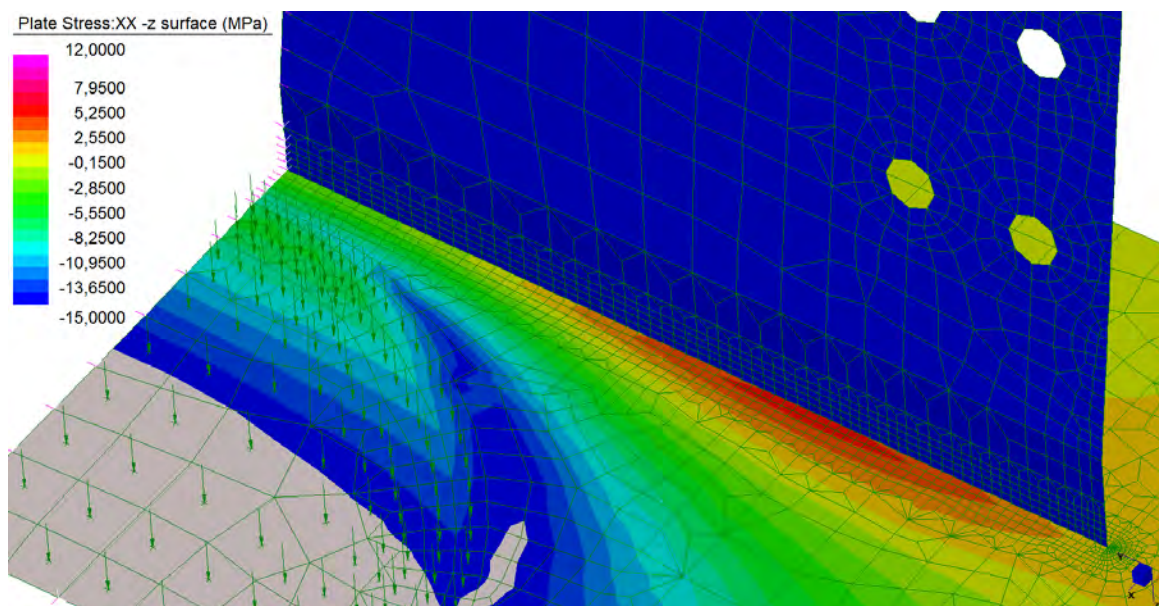


Fig.7.11: Contour delle tensioni ( $\sigma_x$ ) sul piano -z (intradosso) della piastra di riscontro.



## CASO 2)

Si considera la costola di irrigidimento come elemento principale sollecitato nel proprio piano (che si assume equivalente al piano z-y globale, data la ridotta inclinazione). Si procede alla verifica del fianco del cordone per effetto della sollecitazione ad esso normale (direzione z).

		Giunti a croce o a T	1) Il giunto deve essere controllato: le discontinuità e i disallineamenti devono essere conformi alle tolleranze della EN1090.	
		1) Lesioni al piede della saldatura in giunti a piena penetrazione o a parziale penetrazione	2) Nel calcolo di $\Delta\sigma$ si deve far riferimento al valore di picco delle tensioni, mediante un opportuno fattore di concentrazione degli sforzi $k_t$	
		2) Lesione al piede della saldatura a partire dal bordo del piatto caricato, in presenza di picchi locali di tensione nelle parti terminali della saldatura dovuti alla deformabilità del pannello	1) e 2) Il disallineamento dei piatti caricati non deve superare il 15% dello spessore della piastra intermedia	
80 (a)		(a) $l \leq 50$ mm e t qualsiasi		
71 (b)		(b) $50 < l \leq 80$ mm e t qualsiasi		
63 (c)		(c) $80 < l \leq 100$ mm e t qualsiasi		
56 (d)		(d) $100 < l \leq 120$ mm e t qualsiasi		
<b>50 (e)</b>		<b>(e) <math>l &gt; 200</math> mm e <math>20 &lt; t \leq 30</math> mm</b>		
45 (f)		(f) $200 < l \leq 300$ mm e $t > 30$ mm		
40 (g)		(g) $l > 300$ mm e $t > 50$ mm		

La classe di resistenza (NTC 2008 Tab.C4.2.XVII.a) da adottare per la verifica è la FAT50, particolare costruttivo (1-e), in cui lo spessore dell'irrigidimento è superiore a 20 mm e lo spessore della piastra di base è inferiore a 200 mm. Si procede inoltre alla verifica della testa del cordone, per la quale la classe di resistenza (NTC 2008 Tab.C4.2.XVII.a) da adottare per la verifica è la FAT50, particolare costruttivo (2-e).

Il risultato della verifica è riassunto nella tabella seguente:

Verifica piastra-costola (1-e)			Verifica piastra-costola (2-e)		
$\Delta\sigma_{sd}$	26,36	MPa	$\Delta\sigma_{sd}$	29,2	MPa
$\Delta\sigma_c$	50	MPa	$\Delta\sigma_c$	50	MPa
$\Delta\sigma_D$	36,85	MPa	$\Delta\sigma_D$	36,85	MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35		$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35	
verifica :	ok		verifica :	ok	
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>1,4</b>		<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>1,3</b>	

La verifica più restrittiva è soddisfatta con un coefficiente di sicurezza di 1,3. Il coefficiente ammesso dalla normativa deve essere compreso tra 1,15 e 1,35. Si ritiene pertanto che il dimensionamento sia ottimale.

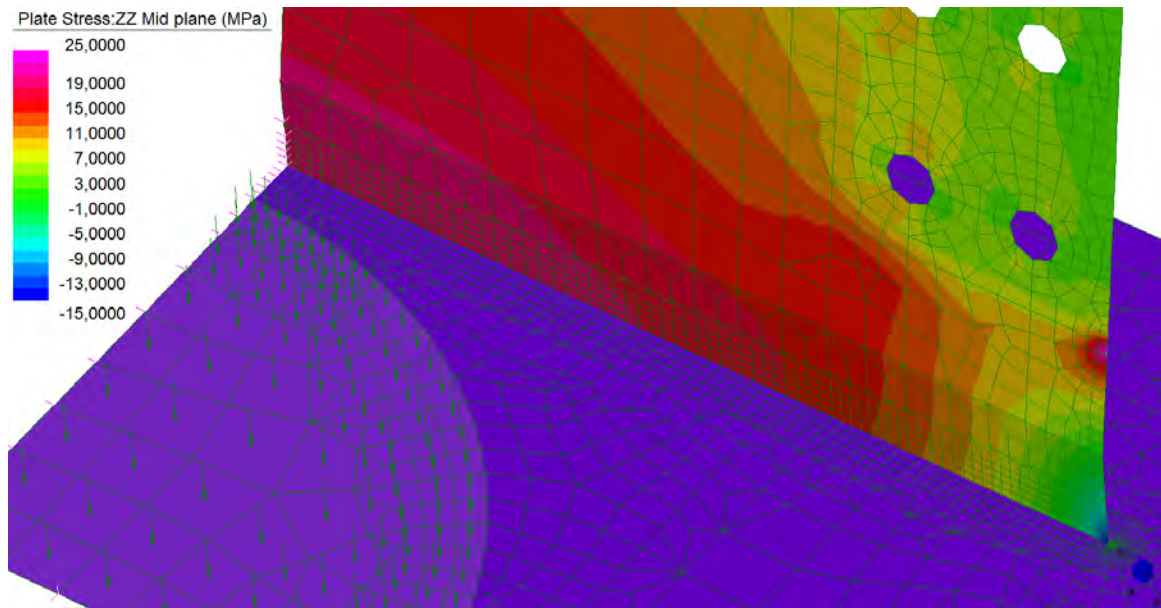


Fig.7.12: Contour delle tensioni ( $\sigma_z$ ) sul piano della costola.

### 7.3.2.2. Verifica basata sulle Tensioni di Hot Spot

Per valutare la resistenza a fatica di un dettaglio si fa riferimento alle curve di resistenza S-N relative al metodo Hot Spot. Il valore di progetto della tensione di Hot Spot deve seguire la limitazione riportata qui sotto:

$$\Delta\sigma_{hs} < 2 \cdot f_y$$

Si procede nel seguente modo:

- si individua il dettaglio che più è simile a quello in esame, in base alla geometria e alla tipologia di carico, in questo modo è nota la resistenza a fatica (es. FAT100 ha una resistenza  $\Delta\sigma_C$  di 100 MPa);
- in base alle scelte fatte nella costruzione del modello FEM (tipo di mesh e di elementi) si usa la tipologia di Hot Spot a) o b);
- si determina la tensione di hot spot di calcolo ( $\sigma_{hs}$ );
- si controlla, come per la verifica con le tensioni nominali, che:

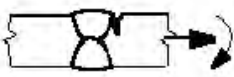
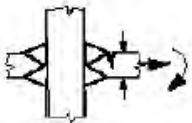
$$\Delta\sigma_{hs} < \Delta\sigma_C \cdot 0.737/\gamma_{Mf}$$

Si è analizzata la struttura del camino nelle due direzioni principali:

- 1) considerando la piastra come elemento principale sollecitato nel piano x-y;
- 2) considerando la costola come elemento principale sollecitato nel piano y-z.

Sulla base delle raccomandazioni dell'IIW, la classe di fatica da adottare, sia per il caso 1) che per il caso 2) è la FAT100 (Tab.3.3-1 dettaglio 2) relativa ad un giunto a T realizzato mediante saldatura a completa penetrazione.



No	Structural detail	Description	Requirements	FAT Steel	FAT Alu.
1		Butt joint	As welded, NDT	100	40
2		Cruciform or T-joint with full penetration K-butt welds	K-butt welds, no lamellar tearing	100	40

CASO 1) - Hot Spot di tipo a)

L'extrapolazione delle tensioni superficiali  $\sigma_y$  va condotta sulla prosecuzione della linea longitudinale di intersezione tra la costola e la piastra di riscontro (**Fig.7.13**), in base a quanto previsto per l'Hot Spot di tipo a).

Si riportano nel seguito i risultati ottenuti con riferimento al dettaglio avente piastra di spessore 140 mm e fazzoletto saldato (costola di irrigidimento) di spessore 40 mm.

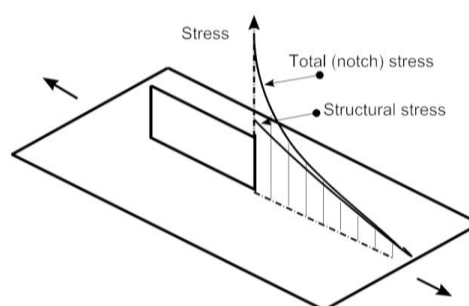


Fig.7.13: Direzione di extrapolazione delle tensioni verso il piede della saldatura (metodo LSE).

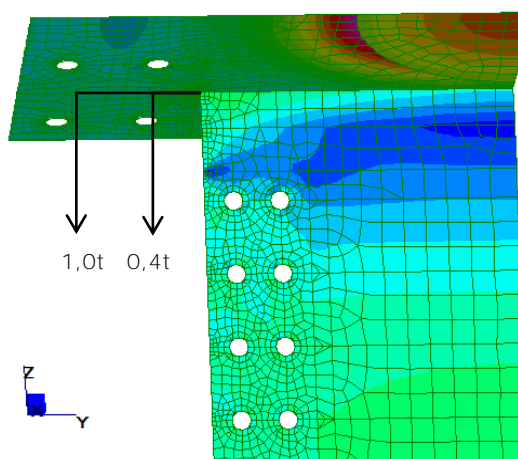
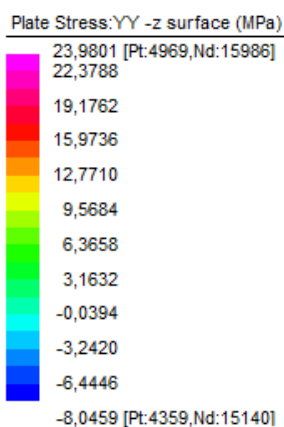


Fig.7.14: Contour delle tensioni  $\sigma_y$  e indicazione dei punti di lettura delle stesse in base al metodo Hot Spot relativo al tipo a).

Si riporta di seguito un ingrandimento della zona indagata per meglio evidenziare l'andamento delle tensioni  $\sigma_y$  sulla piastra.

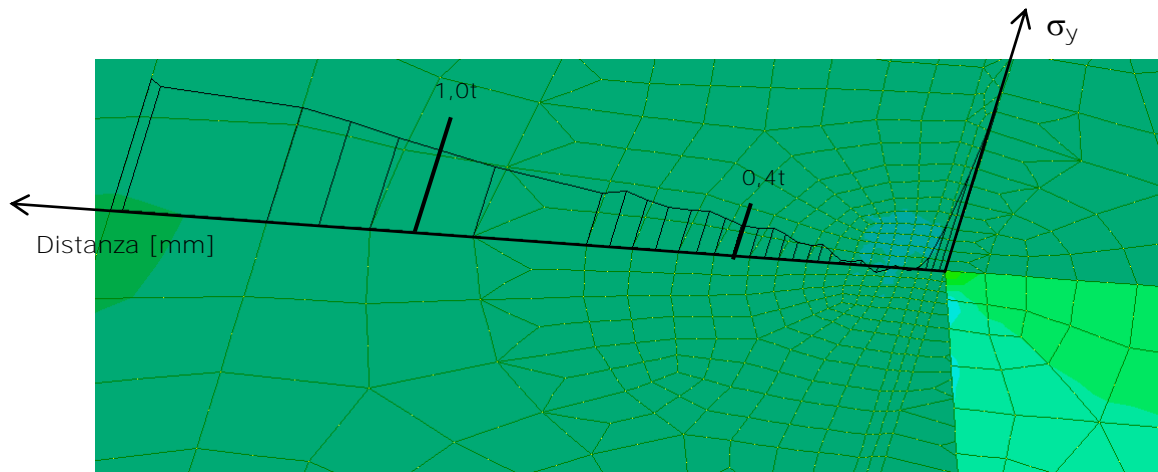


Fig.7.15: Andamento delle tensioni  $\sigma_y$  nella zona di interesse.

L'andamento delle tensioni in direzione  $y$  (vedi **Fig.7.15**) è tale per cui non è possibile applicare il metodo Hot Spot: il gradiente tensionale fortemente localizzato alla base dell'irrigidimento e il rilevante spessore della piastra concorrono a far cadere i punti di lettura delle tensioni al di fuori della zona interessata dal gradiente tensionale. Questo risultato mette in luce come il metodo Hot Spot sia valido ma vada applicato con sapienza: la sua applicazione corretta o meno è funzione del campo tensionale indotto dall'intaglio analizzato. Qualora non sia applicabile è possibile passare a sofisticati approcci basati sulla Meccanica dell'Intaglio di cui il Metodo Hot-Spot è una derivazione.

CASO 2) - Hot Spot di tipo b).

L'estrapolazione delle tensioni superficiali a 4, 8, 12 mm è stata condotta lungo lo spigolo dell'irrigidimento, in base a quanto previsto dal metodo per l'Hot Spot di tipo b). Si riportano di seguito i risultati ottenuti:

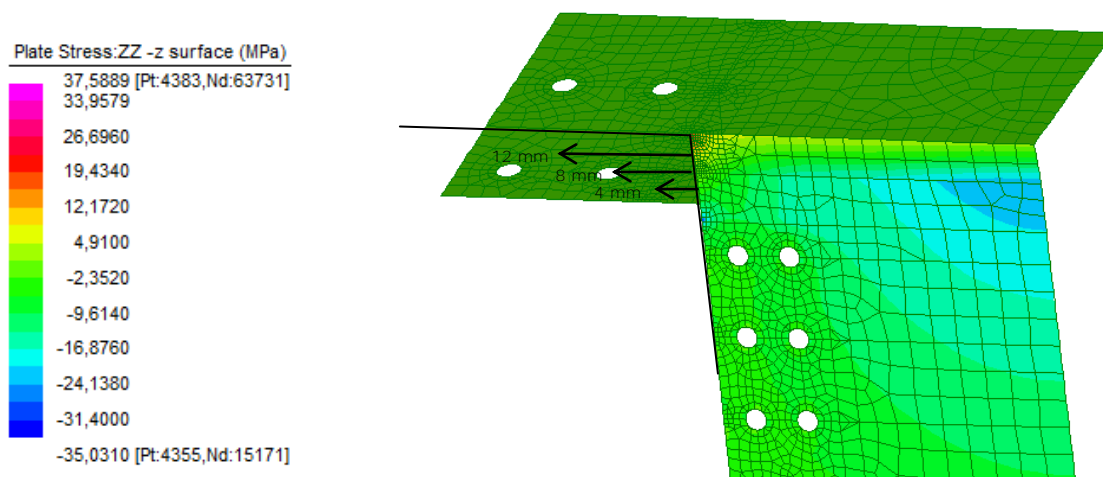


Fig.7.16: Contour delle tensioni  $\sigma_z$  e indicazione dei punti di lettura delle stesse in base al metodo Hot Spot.

Si riporta di seguito l'ingrandimento della zona indagata per meglio evidenziare l'andamento delle tensioni  $\sigma_z$  sul bordo della costola di irrigidimento.

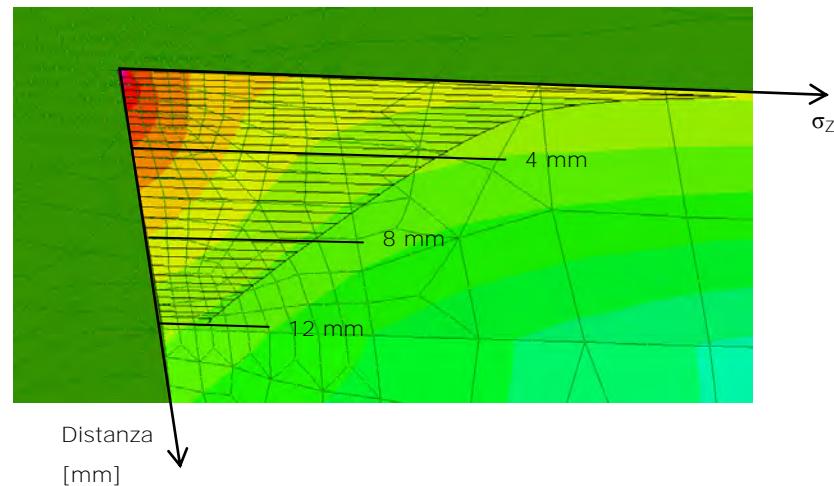


Fig.7.17: Andamento delle tensioni  $\sigma_z$  nella zona di interesse.

Per le verifiche che seguono sono stati considerati i valori di tensione relativi alla superficie (-z) ovvero quelli maggiori.

L'espressione da adottare per l'interpolazione è:

$$\sigma_{hs} = 3 \cdot \sigma_{4\text{ mm}} - 3 \cdot \sigma_{8\text{ mm}} + 1 \cdot \sigma_{12\text{ mm}}$$

$$\sigma_{hs} = 3 \cdot 16,32 - 3 \cdot 9,24 + 1 \cdot 5,21 = 26,45 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{hs} = 2 \cdot \sigma_{hs} = 2 \cdot 26,45 = 52,90 \text{ MPa}$$

La verifica a fatica è di seguito riportata:

<b>Verifica a fatica (Hot Spot) (2)</b>	
$\Delta\sigma_{hs}$	52,90 MPa
$\Delta\sigma_C$	100 MPa
$\Delta\sigma_D$	73,7 MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35
verifica:	ok
<b>coeff. di sicurezza:</b>	<b>1,4</b>

La verifica è considerata soddisfatta con un coefficiente di sicurezza di 1,4. Si ritiene pertanto che il dimensionamento sia ottimale.

#### CASO 1) - Hot Spot di tipo c)

Come accaduto per il caso 1) in relazione all'Hot Spot di tipo a), anche in questo caso si verifica che l'andamento delle tensioni di interesse (nello specifico quelle in

direzione x) è tale per cui non è possibile applicare il metodo Hot Spot. Il gradiente tensionale è estremamente localizzato alla base del cordone e i punti di estrapolazione previsti dalla normativa cadono al di fuori della zona di interesse. Si ribadisce, pertanto, come il metodo Hot Spot vada applicato solamente nei casi in cui i punti di lettura delle tensioni permettano di cogliere il corretto andamento della tensione e non in maniera indiscriminata a tutti gli intagli senza cognizione di causa.

#### CONFRONTO TRA APPROCCIO NOMINALE E APPROCCIO HOT SPOT

Sulla base dell'approccio nominale si evidenzia che:

- la normativa non offre una classificazione univoca del dettaglio considerato in base alla lunghezza L **dell'irrigidimento** e i valori di resistenza differiscono in misura sensibile al variare di tale parametro;
- la suddivisione in classi in funzione di L appare piuttosto grossolana e non **tiene conto della possibile inclinazione dell'irrigidimento** (caso in esame).

Confrontando l'approccio nominale con quello Hot Spot si evidenzia che:

- **l'approccio** nominale fornisce risultati eccessivamente cautelativi rispetto a **quelli ottenuti con l'Hot Spot**. Si può dedurre che **l'approccio** di tipo Hot Spot sia il giusto compromesso tra sicurezza e cautela, a patto che sia applicato con cognizione di causa.

#### 7.3.2.3. Verifica basata sul metodo delle Forze Equivalenti Nodali

Nel presente paragrafo viene riportato il dimensionamento e la verifica del cordone di saldatura col metodo delle Forze Equivalenti Nodali (Dong **§2.2.4**) nella variante recepita dall'ASME *Boiler & Pressure Vessel Code* Sec.VIII Div.2 (vedi **§3.3.1**), al fine di appoggiarsi ad un supporto normativo di comprovata validità.

Il calcolo della vita a fatica è definito dal valore della tensione Structural Stress e dalle sue componenti membranale e flessionale. La previsione di vita a fatica è poi basata su un parametro che mette in relazione la tensione Structural Stress, la condizione di carico e la geometria di un determinato dettaglio saldato con la Master Curve. Tale parametro è definito Equivalent Structural Stress ( $\Delta S_{ESS}$ ).

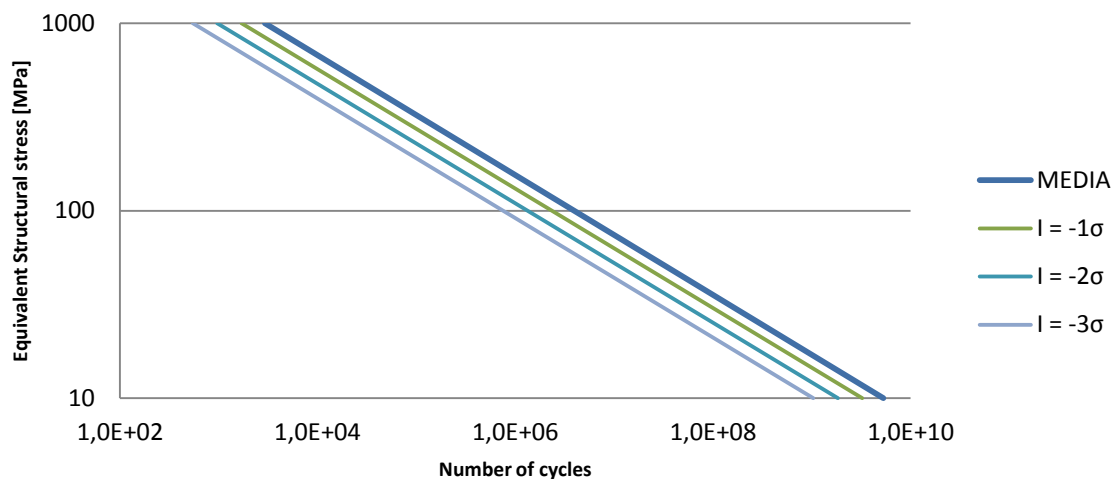
La formulazione della Master S-N Curve è la seguente:

$$N = \frac{f_I}{f_E} \left( \frac{C}{\Delta S_{ESS}} \right)^{\frac{1}{n}}$$

dove C e h sono le costanti definite per varie basi statistiche;  $f_E$  è un parametro che prende in considerazione gli effetti ambientali e di corrosione ed è assunto pari a 1 poiché la struttura che si sta dimensionando opererà in condizioni di laboratorio;  $f_I$  è un coefficiente che tiene conto della tecnologia di saldatura utilizzata, assunto cautelativamente pari a 1.

Base Statistica	C	h
Media	19930,2	0,3195
Intervallo di confidenza inf. al 95% (-1 $\sigma$ )	16629,7	0,3185
Intervallo di confidenza inf. al 95% (-2 $\sigma$ )	13875,7	0,3185
<b>Intervallo di confidenza inf. al 99% (-3<math>\sigma</math>)</b>	<b>11577,9</b>	<b>0,3185</b>

La normativa prevede di considerare la curva relativa all'intervallo di confidenza inferiore al 99%, se non diversamente specificato, per cui, in relazione al grafico sottostante, si farà riferimento alla curva di progetto più bassa (-3 $\sigma$ ).



Il parametro Equivalent Structural Stress ( $\Delta S_{ESS}$ ) è calcolato con la seguente formula:

$$\Delta S_{ess} = \frac{\Delta \sigma_s}{t_{ess}^{\left(\frac{2-m}{2m}\right)} \cdot I_m^{\frac{1}{m}} \cdot f_M}$$

dove:

- $\Delta \sigma_s$  è il range di variazione della tensione Structural Stress;
- m viene assunto pari a 3,6 (su proposta di P. Dong);
- $t_{ess}^{(2-m)/2m}$  è un parametro correttivo dipendente dallo spessore, dove, poiché lo spessore t del piatto di base è pari a 140 mm, si ha  $t_{ess} = t$ ;
- $I(r)$  è una funzione del rapporto r e vale:

$$I(r)^{\frac{1}{m}} = \frac{(1,23 - 0,364 \cdot r - 0,17 \cdot r^2)}{(1,007 - 0,306 \cdot r - 0,178 \cdot r^2)}$$

- $r$  è il rapporto tra la componente flessionale della tensione Structural Stress e il suo valore totale;
- $f_M$  è un coefficiente variabile minore o uguale a 1 che considera l'influenza sulla vita a fatica della media delle tensioni ed è assunto cautelativamente pari a 1.

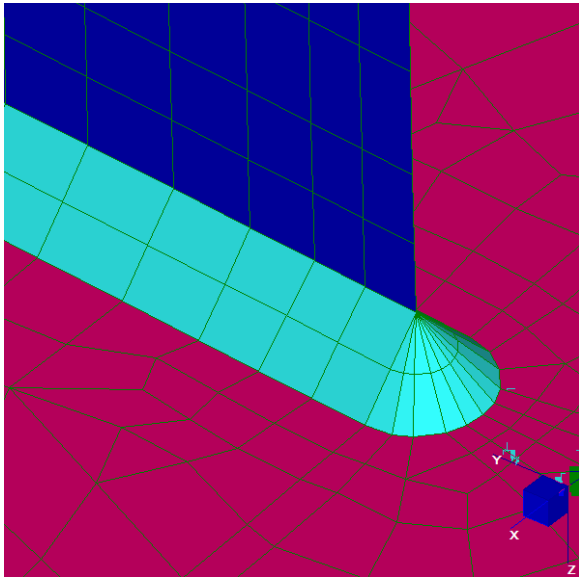


Fig.7.18: Dettaglio della modellazione della saldatura (in azzurro) mediante elementi plate inclinati a 45°.

Si fa notare che, al contrario di quanto avviene per l'approccio Hot Spot, non vi è la necessità di valutare a priori i punti critici del cordone di saldatura e su quelli condurre la verifica: il metodo qui proposto sfrutta le forze nodali dell'intera linea di base della saldatura e il punto critico viene così automaticamente identificato. La saldatura (**Fig.7.18**) è stata modellata con elementi plate inclinati a 45° e aventi spessore  $t/\sqrt{2}$  come previsto dal metodo (vedi **§2.2.4.2**).

Nel seguito sono riportati i risultati ottenuti in termini di tensioni ortogonali al cordone di saldatura ( $\sigma_x$ ).

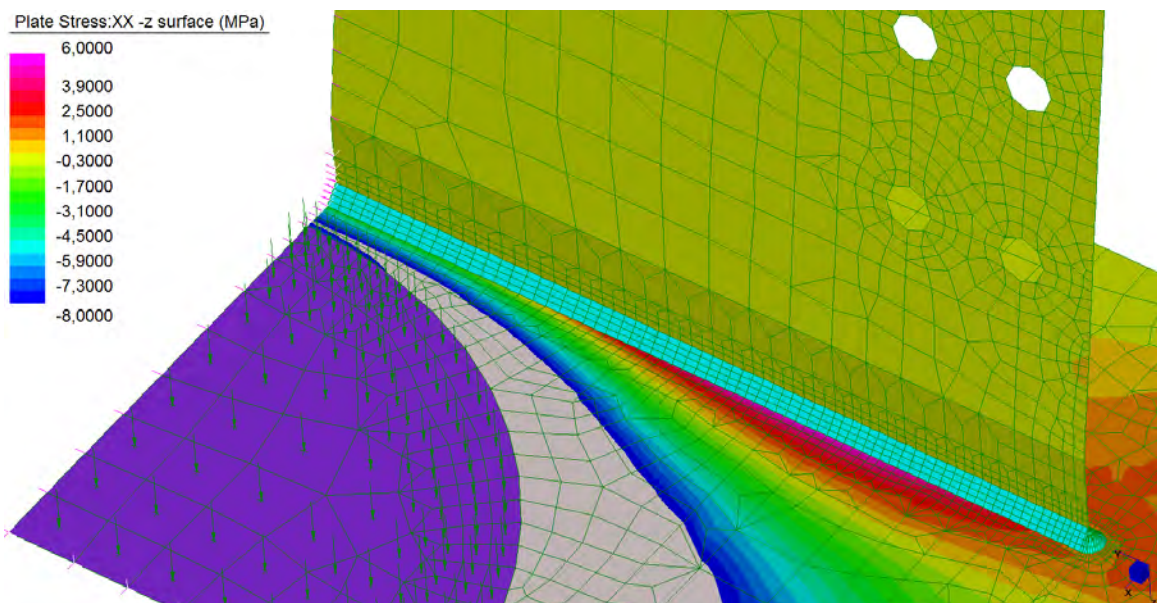


Fig.7.19: Contour delle tensioni  $\sigma_x$  sulla superficie -z (intradosso) della piastra di riscontro dell'attuatore. Si noti che per comodità di visualizzazione il dettaglio è posto sotto sopra rispetto alla configurazione reale. In viola è rappresentata l'impronta di carico dell'attuatore mentre in azzurro il cordone di saldatura.



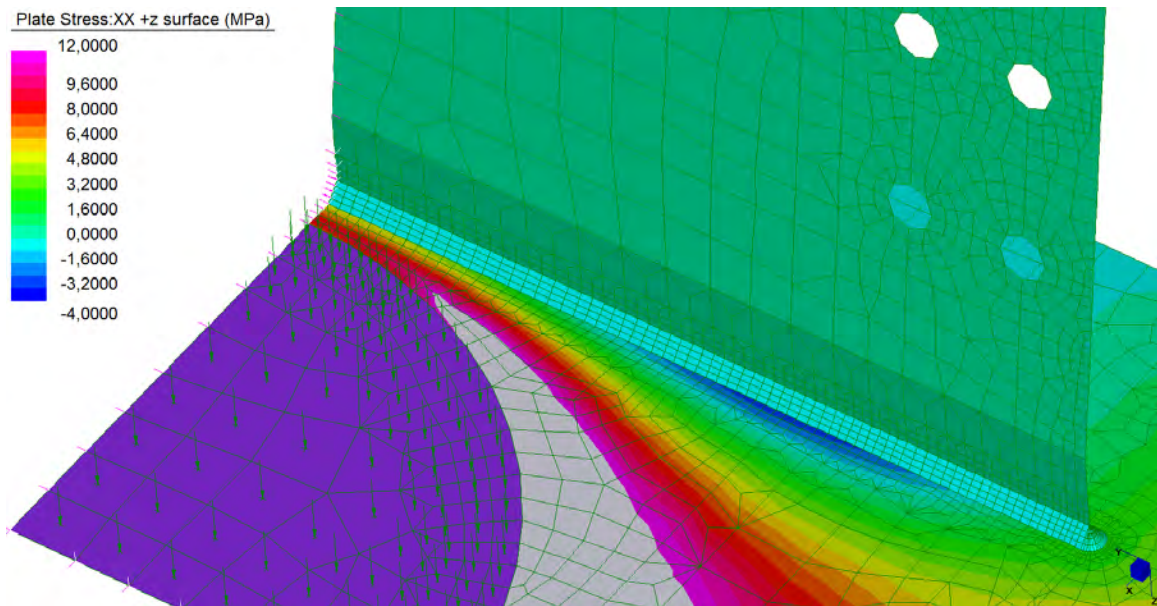
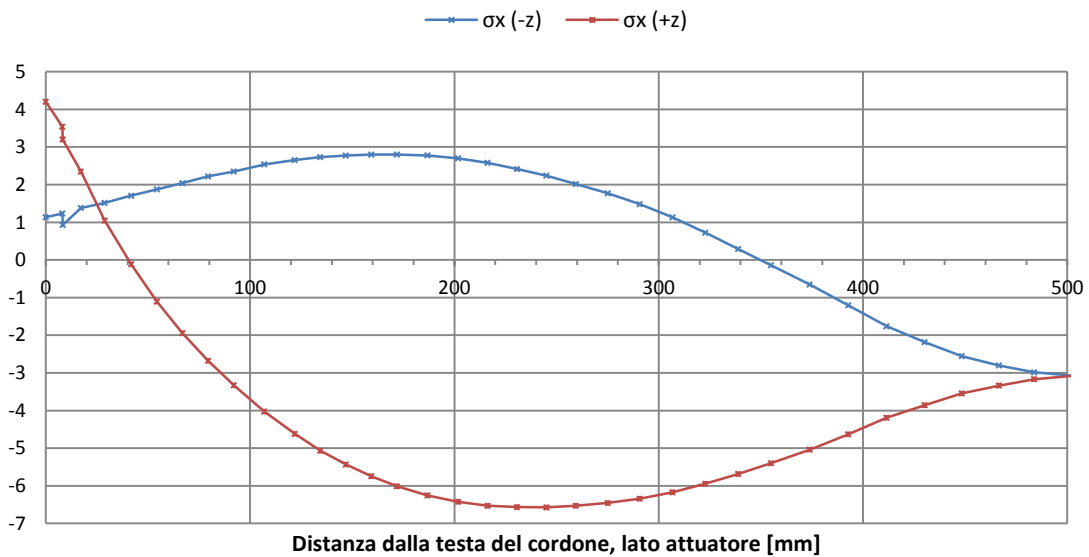


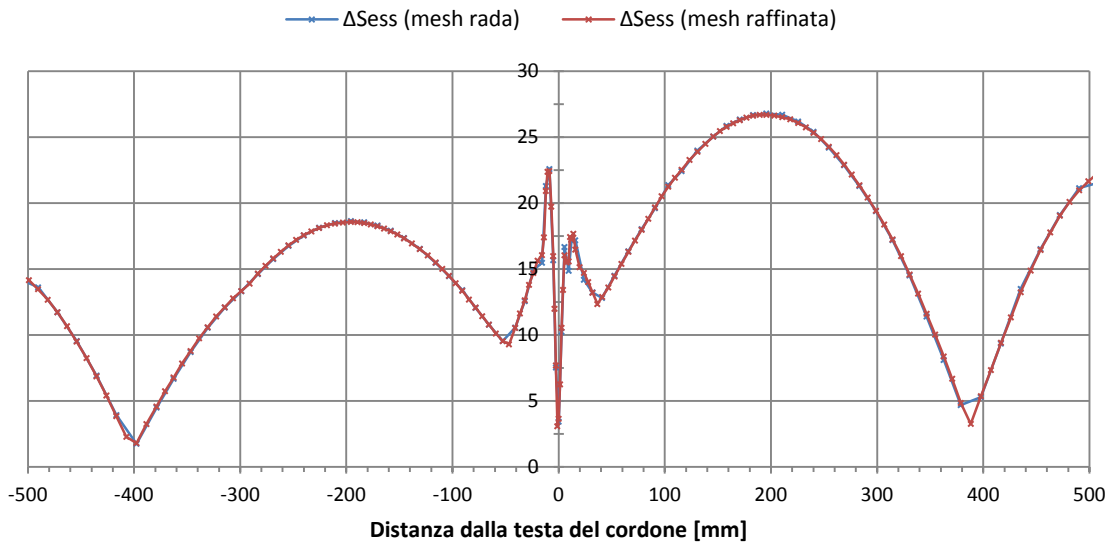
Fig.7.20: Contour delle tensioni  $\sigma_x$  sulla superficie +z (estradosso) della piastra di riscontro dell'attuatore.

### Andamento della tensione $\sigma_x$ al piede del cordone [MPa]



Di seguito è presentato il grafico che riporta l'andamento del parametro  $\Delta S_{ESS}$  per due discretizzazioni differenti (la più rada presenta elementi finiti di lato 10 mm circa alla base del cordone, la più fitta è ottenuta suddividendo in 4 parti tutti gli elementi della precedente). Appare evidente come nei due casi l'andamento della tensione sia del tutto analogo, in accordo con il concetto di insensibilità alla mesh caratteristico del metodo (vedi §2.2.4). Il punto critico della saldatura si manifesta in corrispondenza della massima tensione Equivalent Structural Stress ( $\Delta S_{ESS}$ ), ovvero in corrispondenza della massima tensione ortogonale al cordone (su cui si fonda il calcolo del parametro  $\Delta S_{ESS}$ ).

### Andamento del parametro $\Delta S_{ESS}$ al variare della mesh [MPa]



Infine, si riportano i risultati ottenuti in termini di vita a fatica ( $n^\circ$  di cicli) al variare della discretizzazione.

	<b>N° cicli</b>
Mesh rada	$4,20 \cdot 10^8$
Mesh raffinata	$4,26 \cdot 10^8$

I risultati riflettono l'andamento del parametro Equivalent Structural Stress, essendo a questo direttamente correlati dall'equazione della Master Curve, e in particolare è confermata l'insensibilità alla mesh.

Il numero di cicli resistente è stimato dell'ordine di  $10^8$  e pertanto è del tutto compatibile con il criterio di progetto a vita illimitata ( $10^7$  cicli) che ci si è proposti di soddisfare. Si precisa che, in conformità a quanto suggerito dalla normativa ASME, si è considerata **la curva relativa all'intervallo di confidenza inferiore al 99% ( $-3\sigma$ )**: qualora si accettasse un intervallo di confidenza maggiore, pari al 95% ( $-2\sigma$ ), come fanno le normative basate sulle tensioni nominali, il numero di cicli resistente sale a **circa  $7,5 \cdot 10^8$** . Infine, qualora si voglia adottare un coefficiente di sicurezza  $f_E$  diverso dall'unità e in particolare pari a 4 (per tenere conto dell'interazione con un ambiente non protetto), il numero di cicli resistente scende a circa  $1,05 \cdot 10^8$ , valore comunque accettabile.



## 7.4. Giunto bullonato trave-costola

Il giunto tra la piastra di irrigidimento del camino e la costola della trave è realizzato mediante un'unione bullonata ad attrito (**Fig.7.21**). Sono previsti bulloni ad alta resistenza, classe 10.9, composti da vite, rosette, dado e controdado per garantire il serraggio anche in conseguenza a carichi ciclici e vibrazioni.

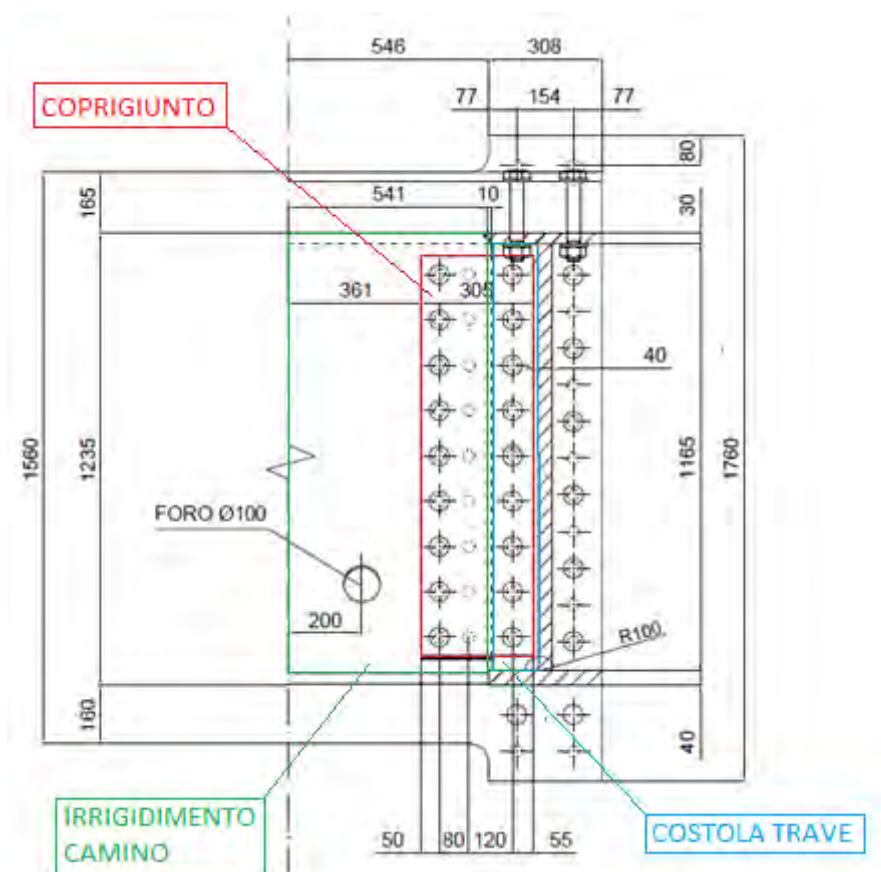


Fig.7.21: Giunto bullonato tra la piastra di irrigidimento del camino e la costola della trave.

Essendo la classe dei bulloni 10.9, nelle verifiche si adottano:

$f_{yb}$	900 MPa
$F_{tb}$	1000 MPa
$\gamma_{M2}$	1,25

Le caratteristiche del materiale di cui sono composte le piastre e i relativi coprighiunti sono:

$f_{yk}$	355 MPa
$f_{yd}$	338 MPa
$f_t (s \leq 40)$	510 MPa

Le caratteristiche geometriche della costola e dei relativi coprighiunti sono:

COSTOLA TRAVE		COPRIGIUNTI	
Larghezza	1080 mm	Altezza	1100 mm
Altezza	1163 mm	Larghezza	305 mm
Spessore $s$	40 mm	Spessore $s$	20 mm
$\alpha$	82 °	n° bulloni	18
$\phi$ bullone	30 mm	n° coprighiunti	2
n° bulloni	9	$\mu$	0,45
$\phi$ foro	32 mm	$e_1$	50 mm
$A_b$	706,8 mm <sup>2</sup>	$\rho_1$	125 mm
$A_{res}$	565 mm <sup>2</sup>	$e_2$	50 mm
		$\rho_2$	80 mm

dove per la definizione dei termini e per le caratteristiche geometriche minime si fa riferimento a quanto prescritto dall'NTC 2008 al paragrafo 4.2.8.

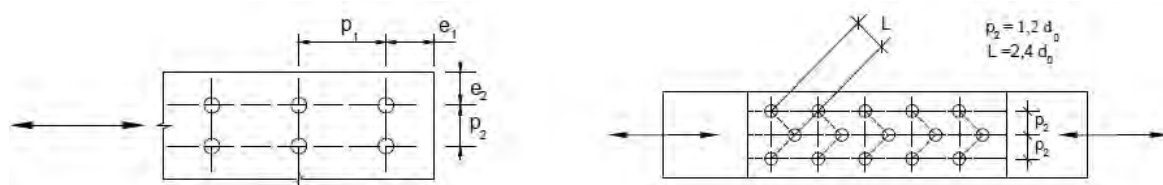


Fig.7.22 Definizione dei termini adottati nelle verifiche, da NTC 2008.

Infine, si riportano le caratteristiche geometriche dei bulloni adottati:

**Tabella Dadi esagonali  
UNI 5588**

M, A = mm      Peso = g

	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33
S	7	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50
A	3,2	4,0	5,0	5,5	6,5	8,0	10,0	11,0	13,0	15,0	16,0	18,0	19,0	22,0	24,0	26,0
Peso	0,80	1,22	2,47	3,13	5,31	11,55	17,00	24,90	33,36	49,24	64,23	78,79	109,85	165,53	230,52	289,40

Fig.7.23: Caratteristiche geometriche dei bulloni.

### 7.4.1. Verifiche statiche

- Verifica a taglio dei bulloni (con taglio eccentrico):

$$F_{V,Rd} \geq F_{V,Sd}$$

dove la forza resistente a taglio è la seguente:

$$F_{V,Rd} = \frac{b f_{tb} A_{res}}{\gamma_{M2}}$$

con  $b = 0,5$  per bulloni di classe 10.9.

La forza sollecitante va scomposta in due contributi (quello del taglio e quello del momento torcente, che nasce a causa dell'eccentricità del taglio):

$$F_{V,Sd} = \sqrt{\left(\frac{V_{Ed}}{n_s n_b}\right)^2 + \left(\frac{V_{M,Ed}}{n_s}\right)^2}$$

dove la componente di taglio dovuta al momento si calcola come segue:

$$V_{M,Ed} = \frac{M_{Ed}}{\sum x^2 + \sum y^2} r_{max}$$

$$M_{Ed} = V_{Ed} \cdot e$$

La verifica è riassunta nella tabella seguente:

<b>Verifica a taglio dei bulloni</b>	
$F_{V,Rd}$	226,19 kN
$V_{Ed}$	371,35 kN
$M_{Ed}$	202,50 kNm
$V_{M,Ed}$	93,05 kN
$F_{V,Sd}$	47,66 kN
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>

- Verifica a rifollamento della piastra:

$$F_{b,Rd} \geq F_{V,Sd}$$

dove la resistenza del piatto è:

$$F_{b,Rd} = \frac{k \alpha f_t d t}{\gamma_{M2}}$$

con  $d$  diametro del bullone,  $t$  spessore della piastra,  $\alpha$  e  $k$  coefficienti di derivazione geometrica:

$$\alpha = \min \left\{ \frac{e_1}{3 d_0}; \frac{f_{tb}}{f_t}; 1 \right\}$$

$$k = \left\{ 2,8 \frac{e_2}{d_0} - 1,7; 2,5 \right\}$$

$d_0$  è il diametro nominale del foro sulla piastra.

La verifica è riassunta nella tabella seguente:

<b>Verifica rifollamento piastra</b>	
$F_{b,Rd}$	318,75 kN
$\alpha$	0,52
$k$	2,5
$e_1$	50 mm
$e_2$	55 mm
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>

- Verifica a trazione della piastra:

$$N_{U,Rd} \geq V_{Ed}$$

dove la resistenza della piastra è fornita dalla seguente espressione:

$$N_{U,Rd} = \frac{0,9 f_t A_{netta}}{\gamma_{M2}}$$

con  $A_{netta} = l \cdot t - 2 \cdot d_0 \cdot t$  ovvero l'area della sezione della piastra che effettivamente collabora alla resistenza, al netto dei fori per i bulloni.

La verifica è riassunta nella tabella seguente:

<b>Verifica trazione piastra</b>	
$N_{u,Rd}$	1769,90 kN
$A_{netta}$	4820
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>

- Verifica a scorrimento per bulloni ad attrito:

$$F_{S,Rd} \geq F_{V,Ed}^{SLE}$$

dove la forza di scorrimento si ottiene nel seguente modo:

$$F_{S,Rd} = \frac{n_s \mu (F_{P,C} - 0,8 F_{t,Ed}^{SLE})}{\gamma_{M3}}$$

con  $n_s$  il numero di superfici d'attrito,  $\mu = (0,3 \div 0,45)$  il coefficiente di attrito,  $\gamma_{M3} = \begin{cases} 1,1 & SLE \\ 1,25 & SLU \end{cases}$ ,  $F_{P,C}$  è la forza di precarico di compressione sui bulloni e infine  $F_{t,Ed}^{SLE}$  è la forza di trazione sui bulloni.

La forza di precarico è:

$$F_{P,C} = \frac{0,7 f_{tb} A_{res}}{\gamma_{M7}}$$

dove  $\gamma_{M7} = \gamma_{M3}$ .

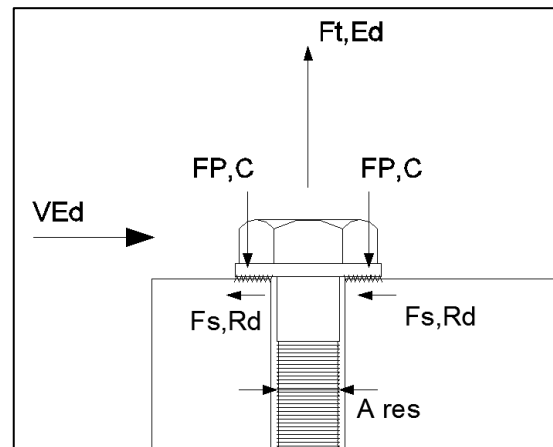


Fig.7.24: Schematizzazione delle azioni sollecitanti e resistenti nella verifica di un bullone ad attrito.

La formula semplificata per calcolare la forza di trazione sui bulloni dovuta al momento è la seguente:

$$F_{t,Ed}^{SLE} = \frac{M_{Ed}^{SLE} A_{bi} y_{max}}{\sum_j A_{bj} y_j^2}$$

dove  $A_{bi}$  è l'area resistente del bullone i-esimo,  $\sum_j A_{bj}$  è l'area resistente dei bulloni (cioè  $A_{res} \cdot n_b$ , in questo caso  $n_b = 2$ ) che si trovano a distanza  $y_j$  dalla fibra più compressa.

Infine, la forza sollecitante, che è la medesima calcolata nella verifica a taglio, dei bulloni è:

$$F_{V,Ed} = \sqrt{\left(\frac{V_{Ed}}{n_s n_b}\right)^2 + \left(\frac{V_{M,Ed}}{n_s}\right)^2}$$

La verifica è riassunta nelle tabelle seguenti:

<b>Verifica a scorrimento bulloni</b>	
$F_{S,Rd}$	238,65 kN
$F_{p,C}$	359,86 kN
$F_{t,Ed}(SLE)$	35,50 kN
$y_{max}$	1050 mm

	<b>Y<sub>j</sub></b> [mm]	<b>Y<sub>j</sub><sup>2</sup></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b>Y<sub>j</sub><sup>2</sup> A<sub>res</sub></b> [mm <sup>4</sup> ]
y1	50	2500	1413717
y2	175	30625	17318030
y3	300	90000	50893801
y4	425	180625	1,02E+08
y5	550	302500	1,71E+08
y6	675	455625	2,58E+08
y7	800	640000	3,62E+08
y8	925	855625	4,84E+08
y9	1050	1102500	6,23E+08
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>		
coefficiente:	5		

- Verifica a punzonamento della piastra:

$$B_{p,Rd} \geq F_{t,Ed}$$

dove la resistenza a punzonamento della piastra si valuta con la seguente espressione:

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \pi d_m t_p f_t}{\gamma_{M2}}$$

con  $d_m$  il minimo tra il diametro del dado e il diametro medio della testa dei bulloni (ricavato dalla tabella in **Fig.7.23**),  $t_p$  lo spessore del piatto,  $f_t$  la tensione di rottura del piatto.

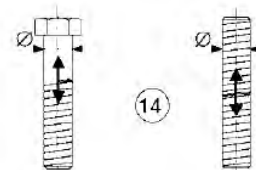
La verifica è riassunta nella tabella seguente:

<b>Verifica a punzonamento della piastra</b>	
B <sub>t,Rd</sub>	707,54 kN
d <sub>m</sub>	46 mm
d <sub>dado</sub>	46 mm
d <sub>testa bullone</sub>	46 mm
<b>verifica:</b>	<b>ok</b>

#### 7.4.2. Verifiche a fatica

I bulloni utilizzati sono di tipo precaricato, per cui la verifica a fatica deve essere compiuta utilizzando le tensioni nominali ricavate con l'area lorda della sezione e non con l'area netta (come accade nel caso di giunti con bulloni non

precaricati). La classe di fatica, tratta dalla Circolare Applicativa dell'NTC 2008 (Tab.C4.2.XIII.d), è la FAT50 e il dettaglio di riferimento è il (14).

50		<p>14) Bulloni e barre filettate soggetti a trazione. Per bulloni di diametro <math>\phi &gt; 30</math> mm, si deve adottare una classe ridotta del coefficiente</p> $k_t = (30 / \phi)^{0,25}$	<p><math>\Delta\sigma</math> riferiti alla sezione della parte filettata, considerando gli effetti dovuti all'effetto leva e alla flessione ulteriore. Per bulloni precaricati i <math>\Delta\sigma</math> possono essere ridotti.</p>
----	---	---	--

È previsto che per bulloni precaricati le tensioni  $\Delta\sigma$  possano essere ridotte; vista la mancanza di maggiori informazioni per trattare giunti bullonati precaricati e visto che solo una minima parte di un'eventuale trazione esterna va in incremento della tensione nel gambo (la restante parte va in decompressione dell'unione), si è deciso di condurre una verifica semplificata, nella quale si conteggia solo il taglio, trascurando l'eccentricità **del carico dell'attuatore** e quindi il relativo momento, che se riportato ai bulloni si traduce in trazione.

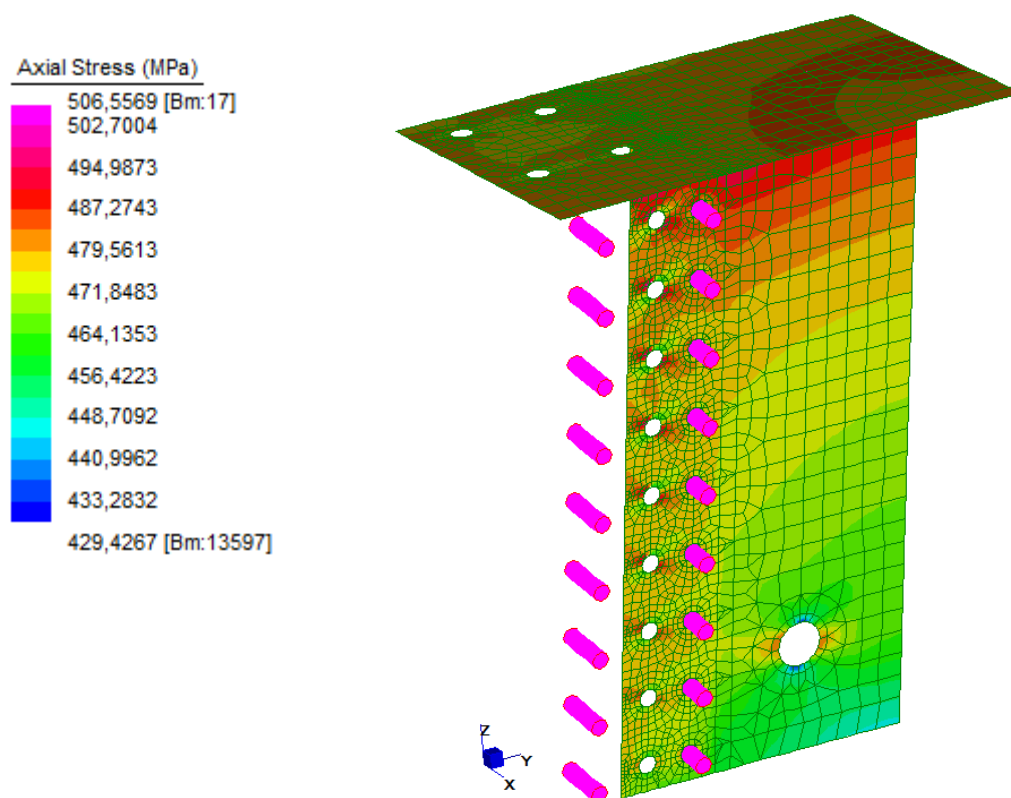


Fig.7.25: Contour delle tensioni di trazione sui bulloni del giunto costola-trave.

La tensione è sostanzialmente identica su tutti i bulloni del giunto (la differenza tra il bullone più sollecitato e quello meno sollecitato è di circa **4 MPa**), per l'**esattezza** l'**escursione va da 506 MPa** (equivalente a **358 kN**) a **502 MPa** (equivalente a **355,8 kN**).

Per evitare che la pretensione dei bulloni sia compromessa nell'arco della vita in esercizio della struttura, si prevede un controdado e un controllo periodico della coppia di serraggio. Quest'ultima è calcolata secondo le UNI EN ISO 898, EN 1090-1.

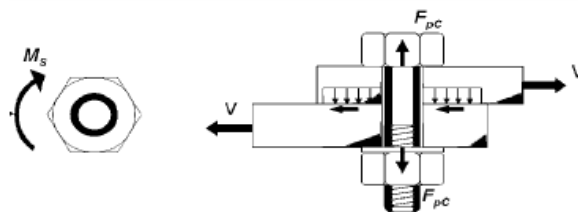


Fig.7.26: Forza di precarico. Coppia di serraggio.

Per non pregiudicare la capacità portante del bullone occorre che lo sforzo di precarico non superi il 70% della tensione ultima di rottura a trazione. La forza di precarico è calcolata con la seguente formula:

$$F_{p,c} = \frac{0,7 f_{ub} A_{res}}{\gamma_{M7}}$$

in cui  $\gamma_{M7}$  vale 1,1 per bulloni ad alta resistenza (caso in esame) e 1,25 nel caso di barre normali,  $f_{tb}$  è la resistenza ultima a trazione,  $A_{res}$  è l'area resistente del bullone, stimata pari all'80% dell'area totale.

La coppia di serraggio è pari a:

$$M_s = 0,2 d F_{p,c}$$

<b>Coppia di serraggio dei bulloni</b>	
$F_{p,c}$	359,86 kN
$M_s$	2,16 kNm

Si procede con la verifica a fatica per taglio. La classe di fatica, tratta dalla Circolare Applicativa dell'NTC 2008 (Tab.C4.2.XIII.c), è la FAT100 e il dettaglio di riferimento è il (15).

Classe del dettaglio	Dettaglio costruttivo	Descrizione	Requisiti
100		15) Bulloni sollecitati a taglio su uno o due piani non interessanti la parte filettata. - Bulloni calibrati - Bulloni normali di grado 5.6, 8.8 e 10.9 e assenza di inversioni di carico	$\Delta\tau$ calcolati in riferimento all'area del gambo



La verifica è riassunta nella tabella seguente:

<b>Verifica a fatica a taglio dei bulloni della costola</b>	
$\Delta\tau_{sd}$	29,19 MPa
$\Delta\tau_C$	100 MPa
$\Delta\tau_D$	45,70 MPa
$\gamma_{Mf}$ (1,15-1,35)	1,35
verifica:	ok
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>1,57</b>

Come previsto dalla normativa, il range di tensione tagliante ( $\Delta\tau$ ) da considerare è riferito all'area del gambo del bullone.

È da sottolineare che quest'ultima verifica è ridondante poiché la scelta di usare un'unione ad attrito esclude che i bulloni lavorino a taglio; ciò nonostante è stato scelto di verificare a fatica per taglio il gambo dei bulloni nell'eventualità che ci sia un contatto, per alcuni di essi, tra gambo e foro.

## 7.5. Flangia bullonata trave-colonna

Il giunto tra la trave e la colonna è realizzato mediante una flangia bullonata ad attrito (**Fig.7.27**). Poiché il gambo della vite deve coprire una lunghezza di circa 500 mm, non raggiungibile mediante bulloni commerciali, si è fatto uso di barre filettate serrate ad ambo le estremità con un doppio dado esagonale. Il diametro delle barre è pari a 30 mm e la classe di resistenza delle stesse, come dei dadi, è 10.9.

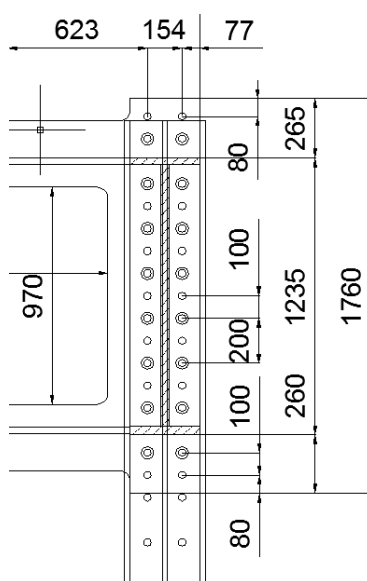


Fig.7.27: Flangia bullonata tra la trave e la colonna.

Le caratteristiche da adottare per la verifica delle barre filettate sono le seguenti:

$f_{yb}$	900 MPa
$f_{tb}$	1000 MPa
$\gamma_{M2}$	1,25

Le caratteristiche del materiale di cui è composta la flangia sono:

$f_{yk}$	355 MPa
$f_{yd}$	338 MPa
$f_t (s \leq 40)$	510 MPa

Le caratteristiche geometriche della flangia sono:

<b>FLANGIA</b>	
$\phi_b (d)$	30 mm
$n_b$	16
$A_b$	707 mm <sup>2</sup>
$A_{res}$	565 mm <sup>2</sup>
$\phi_{foro} (d_0)$	32 mm
H	1560 mm
B	390 mm
s	40 mm
$n_s$	1
$\mu$	0,45

### 7.5.1. Verifiche statiche

- Verifica a taglio dei bulloni (con taglio eccentrico):

$$F_{V,Rd} \geq F_{V,Sd}$$

dove la forza resistente a taglio è la seguente:

$$F_{V,Rd} = \frac{b f_{tb} A_{res}}{\gamma_{M2}}$$

con  $b = 0,5$  per bulloni di classe 10.9.

La forza sollecitante va scomposta in un contributo dovuto al taglio e un contributo dovuto al momento torcente che nasce a causa dell'eccentricità del taglio:

$$F_{V,Sd} = \sqrt{\left(\frac{V_{Ed}}{n_s n_b}\right)^2 + \left(\frac{V_{M,Ed}}{n_s}\right)^2}$$

dove la componente di taglio dovuta al momento torcente è causata dall'**eccentricità** del punto di applicazione del carico da parte dell'attuatore, rispetto al baricentro della flangia, e si calcola come segue:

$$V_{M,Ed} = \frac{M_{Ed}}{\sum x^2 + \sum y^2} r_{max}$$

$$M_{Ed} = V_{Ed} \cdot e$$

Si riassume la verifica nella seguente tabella:

<b>Verifica a taglio dei bulloni</b>	
$F_{V,Rd}$	226,19 kN
$V_{Ed}$	371,4 kN
$M_t$	28,88 kNm
$V_{M,Ed}$	17,45 kN
$F_{V,Sd}$	29,22 kN
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>

- Verifica a rifollamento della piastra:

$$F_{b,Rd} \geq F_{V,Sd}$$

dove la resistenza della flangia è:

$$F_{b,Rd} = \frac{k \alpha f_t d t}{\gamma_{M2}}$$

con  $d$  diametro del bullone,  $t$  spessore della piastra,  $\alpha$  e  $k$  coefficienti di derivazione geometrica ricavati così:

$$\alpha = \min \left\{ \frac{e_1}{3 d_0}; \frac{f_{tb}}{f_t}; 1 \right\}$$

$$k = \left\{ 2,8 \frac{e_2}{d_0} - 1,7; 2,5 \right\}$$

$d_0$  è il diametro nominale del foro sulla piastra.

Si riassume la verifica nella seguente tabella:

<b>Verifica rifollamento piastra</b>	
$F_{b,Rd}$	1020 kN
$\alpha$	0,83
k	2,5
$e_1$	80 mm
$e_2$	77 mm
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>

- Verifica a trazione della piastra:

$$N_{U,Rd} \geq V_{Ed}$$

dove la resistenza della flangia è fornita dalla seguente espressione:

$$N_{U,Rd} = \frac{0,9 f_t A_{netta}}{\gamma_{M2}}$$

con  $A_{netta} = l \cdot t - 2 \cdot d_0 \cdot t$  ovvero l'area della sezione della flangia al netto dei fori per le barre.

La verifica è riassunta nella seguente tabella:

<b>Verifica trazione piastra</b>	
$N_{u,Rd}$	4788,29 kN
$A_{netta}$	13040
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>

- Verifica a scorrimento per bulloni ad attrito:

$$F_{S,Rd} \geq F_{V,Ed}^{SLE}$$

dove la forza di scorrimento si ottiene nel seguente modo:

$$F_{S,Rd} = \frac{n_s \mu (F_{P,C} - 0,8 F_{t,Ed}^{SLE})}{\gamma_{M3}}$$

con  $n_s$  numero di superfici d'attrito,  $\mu = (0,3 \div 0,45)$  coefficiente d'attrito,

$\gamma_{M3} = \begin{cases} 1,1 & SLE \\ 1,25 & SLU \end{cases}$ ,  $F_{P,C}$  la forza di precarico sui bulloni e  $F_{t,Ed}^{SLE}$  la forza di trazione sui bulloni.

La forza di precarico è calcolata come:

$$F_{p,c} = \frac{0,7 f_{tb} A_{res}}{\gamma_{M7}}$$

dove  $\gamma_{M7} = \gamma_{M3}$ .

La formula semplificata per calcolare la forza di trazione sui bulloni dovuta al momento è:

$$F_{t,Ed}^{SLE} = \frac{M_{Ed}^{SLE} A_{bi} y_{max}}{\sum_j A_{bj} y_j^2}$$

dove  $A_{bi}$  è l'area resistente del bullone i-esimo,  $\sum_j A_{bj}$  è l'area resistente dei bulloni (cioè  $A_{res} \cdot n_b$ , in questo caso  $n_b = 2$ ) che si trovano a distanza  $y_j$  dalla fibra più compressa.

La forza sollecitante, che è la medesima calcolata nella verifica a taglio dei bulloni, è:

$$F_{V,Ed} = \sqrt{\left(\frac{V_{Ed}}{n_s n_b}\right)^2 + \left(\frac{V_{M,Ed}}{n_s}\right)^2}$$

La verifica è riassunta nella seguente tabella:

<b>Verifica a scorrimento bulloni per attrito</b>			
$F_{s,Rd}$	127,96 kN		
$F_{p,c}$	359,86 kN		
$F_{t,Ed(SLE)}$	5,53 kN		
$y_{max}$	1480 mm		
	<b><math>y_j</math></b> [mm]	<b><math>y_j^2</math></b> [mm <sup>2</sup> ]	<b><math>y_j^2 A_{res}</math></b> [mm <sup>4</sup> ]
y1	80	6400	7238229
y2	280	78400	88668311
y3	480	230400	2,61E+08
y4	680	462400	5,23E+08
y5	880	774400	8,76E+08
y6	1080	1166400	1,32E+09
y7	1280	1638400	1,85E+09
y8	1480	2190400	2,48E+09
<b>verifica :</b>	<b>ok</b>		
coefficiente:	4		

- Verifica a punzonamento della piastra:

$$B_{p,Rd} \geq F_{t,Ed}$$

dove la resistenza a punzonamento della piastra si valuta con la seguente espressione:

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \pi d_m t_p f_t}{\gamma_{M2}}$$

con  $d_m$  il minimo tra il diametro del dado e il diametro medio della testa dei bulloni,  $t_p$  lo spessore del piatto,  $f_t$  la tensione di rottura del piatto.

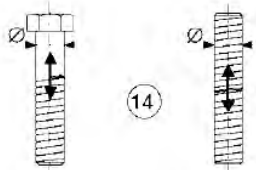
La verifica è riassunta nella seguente tabella:

<b>Verifica a punzonamento della piastra</b>	
$B_{t,Rd}$	1415,07 kN
$d_m$	46 mm
$d_{dado}$	46 mm
$d_{testa\ bullone}$	46 mm
<b>verifica:</b>	<b>ok</b>

### 7.5.2. Verifiche a fatica

Le barre utilizzate sono di tipo precaricato, per cui la verifica a fatica va condotta con riferimento alle tensioni nominali ricavate sulla base dell'**area lorda della sezione e non l'area netta** (come accadrebbe nel caso di giunti non precaricati).

La classe di fatica, tratta dalla Circolare Applicativa dell'NTC 2008 (Tab.C4.2.XIII.d), è la FAT50 e il dettaglio di riferimento è il (14).

50		<p>14) Bulloni e barre filettate soggetti a trazione. Per bulloni di diametro <math>\phi &gt; 30</math> mm, si deve adottare una classe ridotta del coefficiente</p> $k_s = (30/\phi)^{0,25}$	<p><math>\Delta\sigma</math> riferiti alla sezione della parte filettata, considerando gli effetti dovuti all'effetto leva e alla flessione ulteriore. Per bulloni precaricati i <math>\Delta\sigma</math> possono essere ridotti.</p>
----	---	---	--

È previsto che, per bulloni precaricati, le tensioni  $\Delta\sigma$  possano essere ridotte; vista la mancanza di maggiori informazioni per trattare giunti bullonati precaricati e visto che solo una minima parte di un'eventuale trazione esterna va in incremento della tensione nel gambo (la restante parte va in decompressione dell'unione), si è deciso di condurre una verifica semplificata, nella quale si conteggia solo il taglio,

trascurando l'eccentricità del carico dell'attuatore e quindi il relativo momento, che se riportato ai bulloni si traduce in trazione.

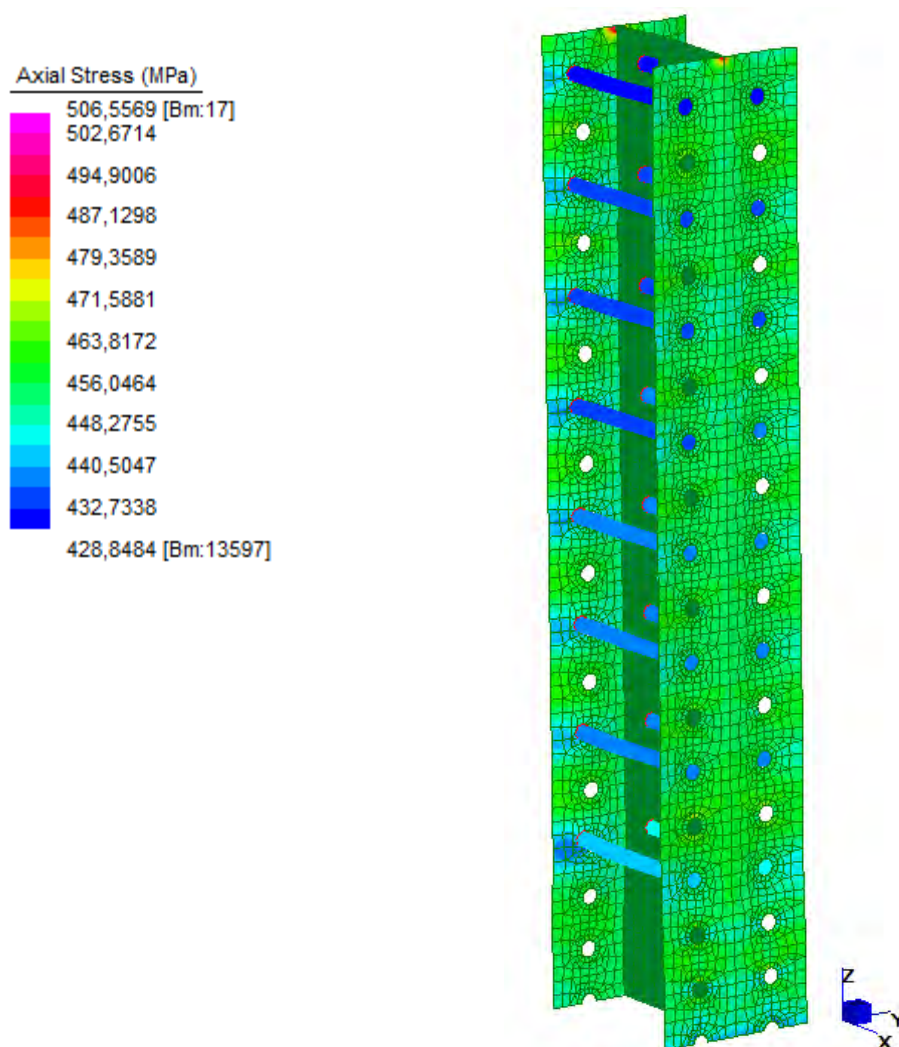


Fig.7.28: Contour delle tensioni di trazione sui bulloni del giunto trave-colonna.

La tensione è sostanzialmente identica su tutti i bulloni del giunto (la differenza tra il bullone più sollecitato e quello meno sollecitato è di circa **15 MPa**), per l'esattezza l'escursione va da **444 MPa** (equivalente a **315 kN**) a **429 MPa** (equivalente a **303 kN**).

Per evitare che la pretensione delle barre sia compromessa durante la vita in esercizio della struttura, si prevede un controdado e il controllo periodico della coppia di serraggio.

Per non pregiudicare la capacità portante della barra occorre che lo sforzo di pre-trazione non superi il 70% della tensione ultima di rottura a trazione.

La forza di precarico è calcolata con la seguente formula:

$$F_{p,c} = \frac{0,7 f_{ub} A_{res}}{\gamma_{M7}}$$

in cui  $\gamma_{M7}$  vale 1,1 per barre ad alta resistenza (caso in esame) e 1,25 nel caso di barre,  $f_{tb}$  è la resistenza ultima a trazione,  $A_{res}$  è l'area resistente della barra, stimata pari all'80% dell'area totale.

La coppia di serraggio è pari a:

$$M_S = 0,2 d F_{p,c}$$

---

**Coppia di serraggio delle barre filettate**

F <sub>p,c</sub>	359,86 kN
M <sub>S</sub>	2,16 kNm

---

Si procede con la verifica a fatica per taglio. Il dettaglio (15) della Circolare Applicativa dell'NTC 2008, per la verifica a taglio dei bulloni, prevede una classe di resistenza FAT100.

La verifica è riassunta nella tabella seguente:

---

**Verifica a fatica a taglio delle barre della flangia**

Δτ <sub>sd</sub>	41,45 MPa
Δτ <sub>c</sub>	100 MPa
Δτ <sub>D</sub>	45,70 MPa
γ <sub>Mf</sub> (1,15-1,35)	1,35
<b>verifica:</b>	<b>no</b>
<b>coeff. di sicurezza :</b>	<b>1,10</b>

---

È da sottolineare che quest'ultima verifica è ridondante poiché la scelta di usare un'unione ad attrito esclude che i bulloni lavorino a taglio; ciò nonostante è stato scelto di verificare a fatica per taglio il gambo dei bulloni nell'eventualità che ci sia un contatto, per alcuni di essi, tra gambo e foro. Anche se il coefficiente di sicurezza non rientra (per poco) tra quelli suggeriti dalla normativa, la verifica, essendo ridondante, viene considerata comunque soddisfatta.



## 7.6. Collegamento solaio-colonne

Ciascuna delle quattro colonne del portale è ancorata al solaio del laboratorio mediante quattro barre filettate pretese. Si è scelto di utilizzare quattro barre per ciascuna colonna, piuttosto che un numero inferiore (ad esempio due), al fine di garantire un migliore incastro in entrambe le direzioni principali delle colonne e poter utilizzare barre di diametro (e quindi peso) sufficientemente contenuto da essere maneggevoli e installabili a mano da un singolo montatore. Le barre previste sono di classe 8.8 e pertanto ad alta resistenza (adatte per giunzioni precaricate).

Le barre attraversano il solaio in opportuni fori preesistenti (di diametro pari a  $80\text{ mm}$ ) e vanno a precomprimerlo tra due piastre: la piastra superiore, avente spessore  $t_{sup}$  pari a  $120\text{ mm}$ , rappresenta la base della colonna (ed è saldata a quest'ultima), mentre la piastra inferiore, avente spessore  $t_{inf}$  pari a  $80\text{ mm}$ , serve da elemento di ripartizione del carico. L'altezza  $h$  del solaio è di  $1000\text{ mm}$ , per cui lo spessore del pacchetto costituito dal solaio e dalle piastre in totale è pari a  $1200\text{ mm}$ .

La realizzazione del giunto avviene nel seguente modo: dopo l'erezione delle colonne mediante carroponete e il loro posizionamento in sede definitiva, si vanno ad inserire le barre nei fori del solaio, operando dal piano inferiore del laboratorio. Dopo di che tali barre vengono avvitate nei fori filettati previsti nella piastra di base della colonna e si installano la piastra inferiore e i dadi di riscontro; infine si vanno a pretendere, mediante martinetti idraulici, le barre e a serrare i dadi.

Le barre, come previsto dalla normativa vigente (NTC 2008), sono precaricate al 70% della tensione di rottura a trazione. La forza di precarico viene calcolata con la seguente formula:

$$F_{p,cd} = 0,7 \cdot \frac{f_{tb} \cdot A_{res}}{\gamma_{M7}}$$

in cui  $\gamma_{M7}$  vale 1,1 per bulloni ad alta resistenza,  $A_{res}$  è l'area resistente della barra filettata, stimata pari all'80% dell'area totale.

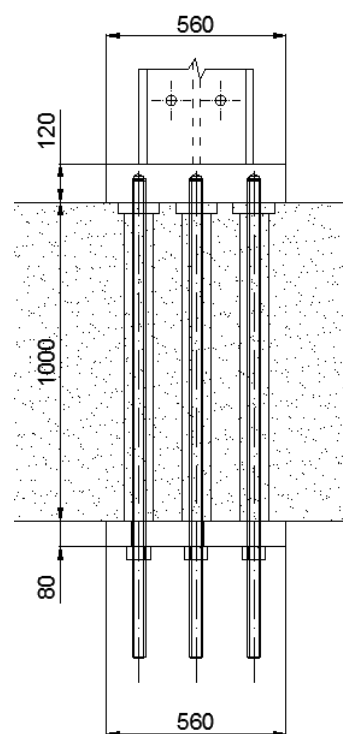


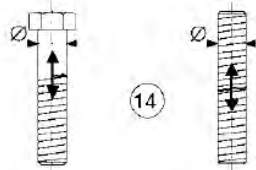
Fig.7.29: Dettaglio del collegamento delle colonne al solaio mediante barre filettate pretese.

Si assumono le seguenti caratteristiche meccaniche per i materiali:

$E_{\text{piastre}} = E_{\text{barre}}$	210000 MPa
$f_y$	640 MPa
$f_{tb}$	800 MPa
$E_{\text{solaio}}$	34000 MPa

Il solaio è noto essere realizzato in struttura mista acciaio-calcestruzzo, in particolare, dai documenti reperiti, pare vi siano delle travi in acciaio annegate nel getto; tuttavia, data l'incertezza nella disposizione e tipologia delle travi, si è preferito effettuare le verifiche supponendo che il solaio sia realizzato in solo calcestruzzo. La scelta è a favore di sicurezza in quanto il modulo elastico  $E_{\text{solaio}}$  assunto alla luce di tali considerazioni, è sicuramente inferiore ad un eventuale modulo equivalente.

La classe di fatica, tratta dalla Circolare Applicativa dell'NTC 2008 (Tab.C4.2.XIII.d), è la FAT50 e il dettaglio di riferimento è il (14).

50		<p>14) Bulloni e barre filettate soggetti a trazione. Per bulloni di diametro <math>\phi &gt; 30</math> mm, si deve adottare una classe ridotta del coefficiente</p> <p><math>k_s = (30/\phi)^{0.25}</math>.</p>	<p><math>\Delta\sigma</math> riferiti alla sezione della parte filettata, considerando gli effetti dovuti all'effetto leva e alla flessione ulteriore. Per bulloni precaricati i <math>\Delta\sigma</math> possono essere ridotti.</p>
----	---	--	--

Nel caso specifico, poiché le barre sono di diametro superiore a 30 mm, si deve adottare una classe ridotta del coefficiente  $K_s$ , per compiere le verifiche a fatica a vita illimitata e i  $\Delta\sigma$  sollecitanti devono essere calcolati con riferimento all'area resistente.

L'azione sollecitante massima per le barre si ha nella condizione di carico in cui l'attuatore espleta la forza massima (1500 kN) in estensione, mentre nella condizione di carico opposta le barre non lavorano, bensì il carico è trasferito al solaio direttamente dal contatto con la piastra di base. In totale si hanno 16 barre per cui ciascuna è caricata con una forza  $F_{sd}$  pari a **93,75 kN**.

Poiché il giunto è precaricato, l'azione di trazione si traduce in parte in decompressione del giunto e in parte in un incremento  $\Delta F$  della trazione nelle barre (oltre a quella data dalla pretensione). L'incremento  $\Delta F$  è molto contenuto, se paragonato alla forza sollecitante, e può essere stimato, in prima approssimazione, pari al 20% di quest'ultima, da cui risulta:

$$\Delta F = 0,2 \cdot 93,75 = 18,75 \text{ kN}$$

Una stima più accurata dell'incremento  $\Delta F$  può essere condotta sulla base del rapporto tra le rigidzze degli elementi coinvolti nell'unione, applicando la seguente formula:

$$\Delta F = F_{sd} \cdot \frac{C_B}{C_B + C_S} = F_{sd} \cdot p$$

dove:  $C_B$  è la rigidzza assiale delle barre filettate;  $C_S$  è la rigidzza assiale della connessione (ovvero del pacchetto costituito da solaio e piastre) e  $p$  è il fattore di distribuzione.

La rigidzza  $C_B$  dell'insieme di quattro barre relative ad una colonna è calcolata come:

$$C_B = 4 \cdot \frac{E_{barre} \cdot \pi \cdot \frac{\phi^2}{4}}{h + t_{sup} + t_{inf}}$$

in cui il denominatore rappresenta la lunghezza del tratto di barra preteso, mentre la rigidzza  $C_S$  è calcolata come:

$$C_S = \frac{E_{solaio} \cdot \frac{\pi}{4}}{h + t_{sup} + t_{inf}} \cdot \left[ \left( D + \frac{h + t_{sup} + t_{inf}}{10} \right)^2 - 4 \cdot d^2 \right]$$

dove  $D$  rappresenta il diametro di una piastra circolare (impronta di carico) di area equivalente a quella delle piastre inferiore e superiore ed è pari a 632 mm, mentre  $d$  rappresenta il diametro dei quattro fori presenti nel solaio ed è pari ad 80 mm.

La variazione di tensione  $\Delta\sigma$  da assumere nella verifica a fatica è quella indotta dalla sola forza  $\Delta F$  e non viene raddoppiata per considerare il ciclo completo di carico (estensione e contrazione dell'attuatore) in quanto, come sopra detto, quando la giunzione è compressa lavora direttamente per contatto tra solaio e piastra di base.

La verifica a fatica a vita illimitata, per vari diametri di barre (dove il diametro di 75 mm è il massimo inseribile nei fori preesistenti nel solaio), è di seguito riportata:

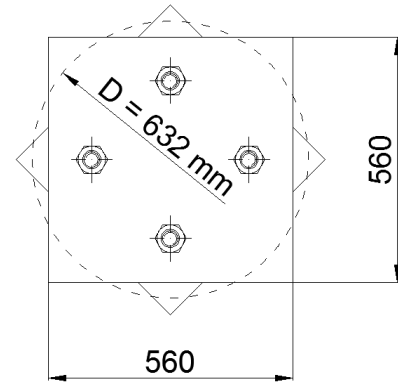


Fig.7.31: Piastra di ancoraggio delle barre filettate al soffitto del piano interrato del laboratorio.

Verifica a fatica a vita illimitata									
Diametro $\phi$ [mm]	Area [mm <sup>2</sup> ]	Area res. [mm <sup>2</sup> ]	K <sub>s</sub>	p	$\Delta\sigma$ [MPa]		$\Delta\sigma_D$ [MPa]		c.s.
<b>36</b>	1017,36	813,89	0,96	0,056	6,45	<	35,21	OK	5,5
<b>40</b>	1256,00	1004,80	0,93	0,068	6,37	<	34,29	OK	5,4
<b>42</b>	<b>1384,74</b>	<b>1107,79</b>	<b>0,92</b>	<b>0,075</b>	<b>6,32</b>	<b>&lt;</b>	<b>33,88</b>	<b>OK</b>	<b>5,4</b>
<b>48</b>	1808,64	1446,91	0,89	0,095	6,18	<	32,76	OK	5,3
<b>52</b>	2122,64	1698,11	0,87	0,110	6,08	<	32,12	OK	5,3

dove:

$$K_S = \left(\frac{30}{\phi}\right)^{0,25} ; \quad p = \frac{C_B}{C_B + C_S} ; \quad \Delta\sigma = p \cdot \frac{F_{sd}}{A_{res}} ; \quad \Delta\sigma_D = 0,737 \cdot 50 \cdot K_S$$

È parso opportuno adottare il diametro di **42 mm** al fine di avere un'opportuna riserva di resistenza in caso di sollecitazione non perfettamente assiale e soprattutto al fine di acquistare delle barre versatili ed eventualmente riutilizzabili in altre situazioni, maneggevoli (circa 11 kg/m) e allo stesso tempo con buona resistenza.

Assumendo a favore di sicurezza **p** pari a 0,2 la verifica è comunque soddisfatta e il coefficiente di sicurezza risulta pari a 2.

Diametro $\phi$ [mm]	Area [mm <sup>2</sup> ]	Area res. [mm <sup>2</sup> ]	K <sub>s</sub>	p	$\Delta\sigma$ [MPa]		$\Delta\sigma_D$ [MPa]		<b>c.s.</b>
<b>42</b>	1384,74	1107,79	0,92	0,200	16,93	<	33,88	OK	<b>2</b>

Il valore di **p** pari a 0,2, che solitamente si assume in prima approssimazione, nel caso in esame può essere considerato un limite superiore, pertanto a favore di sicurezza. Il motivo è che lo spessore del solaio è elevato e pertanto, a causa della diffusione del carico in tale spessore, il diametro del cilindro precompresso equivalente risulta anch'esso alquanto elevato. Tale diametro equivalente è rappresentato, nella formula che esprime la rigidezza C<sub>s</sub>, dai termini tra parentesi tonde.

Si noti inoltre che l'aver assunto il solaio come costituito da solo calcestruzzo, piuttosto che dalla reale struttura mista ad acciaio, è anch'essa una scelta a favore di sicurezza: il modulo elastico reale sarebbe sicuramente maggiore di quello assunto e al crescere del modulo elastico del solaio aumenta C<sub>s</sub> e pertanto diminuisce **p**.

In conclusione, si riporta la verifica di decompressione di una singola barra di diametro 42 mm:

$$F_{p,cd} = 0,7 \cdot \frac{f_{tb} \cdot A_{res}}{\gamma_{M7}} = 563,97 \text{ kN} > F_{sd} = 93,75 \text{ kN}$$

la quale risulta verificata con un coefficiente di sicurezza pari a 6,0.

# BIBLIOGRAFIA

- [1] Doerk O, Fricke W, Weissenborn C., *Comparison of different calculation methods for structural stresses at welded joints*, IJF, 2003
- [2] Dong P, Hong J.K., *Hot spot stress and structural stress analyses of FPSO fatigue details*, OMAE, 2004
- [3] Dong P., *A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints*, IJF, 2001
- [4] Dong P., *A robust structural stress method for fatigue analysis of ship structures*, OMAE, 2003
- [5] Dong P., Kyuba H., *Equilibrium equivalent structural stress approach to fatigue analysis of a rectangular hollow section joint*, IJF, 2005
- [6] Fransson P., Pettersson G., *Fatigue life prediction using forces in welded plates of moderate thickness*, Master Thesis, 2000
- [7] Fricke W., Kahal A., *Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures*, Marine Structures, 2005
- [8] Fricke W., *Recommended Hot-Spot Analysis Procedure for Structural Details of FPSO's and Ships Based on Round-Robin FE Analysis*, ISOPE, 2001
- [9] Fricke W., *Fatigue analysis of welded joints: state of development*, Marine Structures, 2003
- [10] Hobbacher A., *Recommendations for fatigue design of welded joints and components*, IIW document, 2008
- [11] Hobbacher A., *The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components*, IJF, 2009
- [12] Niemi E, Tanskanen P., *Hot spot stress determination for welded edge gussets*, Welding in the World, 2000
- [13] Poutiainen I., Tanskanen P., Marquis G., *Finite element methods for structural hot spot stress determination a comparison of procedures*, IJF, 2004
- [14] Poutiainen I., Marquis G., *A fatigue assessment method based on weld stress*, IJF, 2006
- [15] Tovo R., Lazzarin P., *Relationships between local and structural stress in the evaluation of the weld toe stress distribution*, IJF, 1999

- [16] Atzori B., *Appunti di Costruzione di Macchine*, Libreria Cortina, 2005
- [17] Dowling N.E., *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture and fatigue*, Prentice-Hall, 1993
- [18] Draper J., *Modern metal fatigue analysis*, EMAS, 2008
- [19] Gurney T. R., *Fatigue of welded structures*, Cambridge University Press, 1979
- [20] Kuhn B., M. Lukic, A. Nussbaumer, H. P. Gunther, R. Helmerich, S. Herion, M. Kolstein H., Walbridge S., Androic B., Dijkstra O., Bucak O., *Assesment of Existing Steel Structures: Recommendations for Estimation of Remaining Fatigue Life*, JRC-ECCS, 2008
- [21] Lazzarin P., *Fondamenti di Costruzione di Macchine*, Libreria Cortina, 2005
- [22] Lazzarin P., *Esercizi di Costruzione di Macchine*, Libreria Cortina, 2005
- [23] Nussbaumer A., Borges L., Davaine L., *Fatigue Design of Steel and Composite Structures*, ECCS, 2011
- [24] Pilkey W. D., Pilkey D. F., *Peterson's stress concentration factors*, Wiley, 2007
- [25] Radaj D., Sonsino C. M., Fricke W., *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*, Woodhead Publishing, 2006
- [26] Rossi R., *Manuale del disegnatore*, Hoepli, 2011
  
- [27] ASME Section VIII Div.2, *Boiler & Pressure Vessel code*, 2007
- [28] Eurocodice 3 Parte 1-9, *Progettazione Delle Strutture Di Acciaio*, 1993
- [29] Det Norske Veritas, *Fatigue design of offshore steel structures*, 2010
- [30] Det Norske Veritas, *Fatigue assessment of ship structures*, 2003
- [31] D.M. 14 gennaio 2008, *Norme tecniche per le costruzioni*, 2008
- [32] Circolare 02 febbraio 2009, n. 617, Istruzioni per l'applicazione delle "Norme tecniche per le costruzioni" di cui al D.M. 14 gennaio 2008
- [33] UNI 7670, *Meccanismi per apparecchi di sollevamento*, 1988
- [34] ISO 16881-1, *Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure*, 2005
  
- [35] <http://www.fatigue.org>
- [36] *Straus7 Online Help*

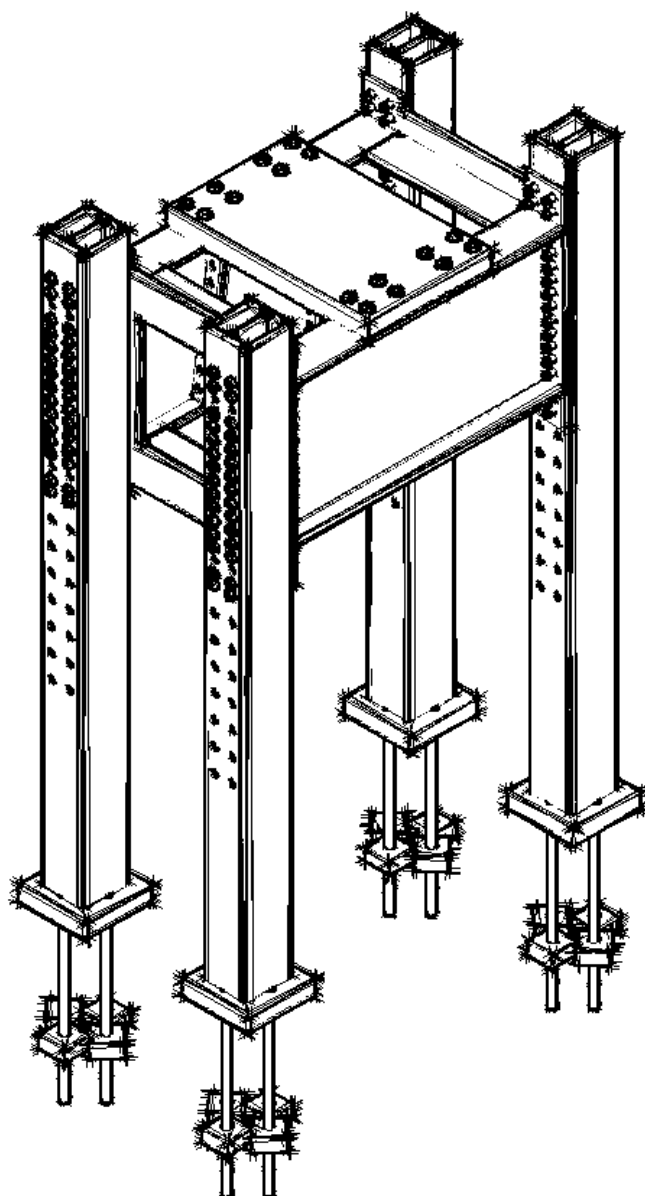
# RINGRAZIAMENTI

Desidero ringraziare tutte le persone che, in momenti diversi e in vari modi, mi hanno prestato il loro aiuto nella realizzazione di questo lavoro e, in particolar modo, la mia famiglia che mi ha sostenuto e dato la possibilità di portare a termine gli studi. Desidero ringraziare i miei relatori, prof. C. Modena e prof. C. Pellegrino, per avermi accolto come tesista e i correlatori, ing. F. Marchesini e ing. M. Dalla Benetta, per avermi dato supporto nella stesura della tesi con competenza e disponibilità. Un sentito ringraziamento va al prof. P. Lazzarin che, con il suo entusiasmo e la sua chiarezza, ha incentivato il mio interesse verso l'argomento trattato nella tesi **e la ricerca in generale. Ringrazio vivamente l'ing. A. Catanzano** per avere fiducia nelle mie capacità, per i suoi insegnamenti e per i suoi consigli. Desidero ringraziare anche il prof. S. Secchi, al quale spetta il merito di avermi introdotto alla materia. Ringrazio i miei colleghi di corso perché in questi anni sono stati un valido appoggio e un punto di riferimento negli studi. Meritano un ringraziamento particolare, per la loro amicizia, Davide e Alberto, quest'ultimo anche per avermi aiutato meticolosamente nella correzione e nella rilettura della tesi. Ringrazio tutti i parenti e gli amici perché grazie a loro ho imparato che si può raggiungere un obiettivo importante e allo stesso tempo vivere una vita serena. Infine, un grandissimo ringraziamento va a Dana che, forse, più di tutti mi ha **sopportato** e incoraggiato in questi anni, anche nei momenti di difficoltà.



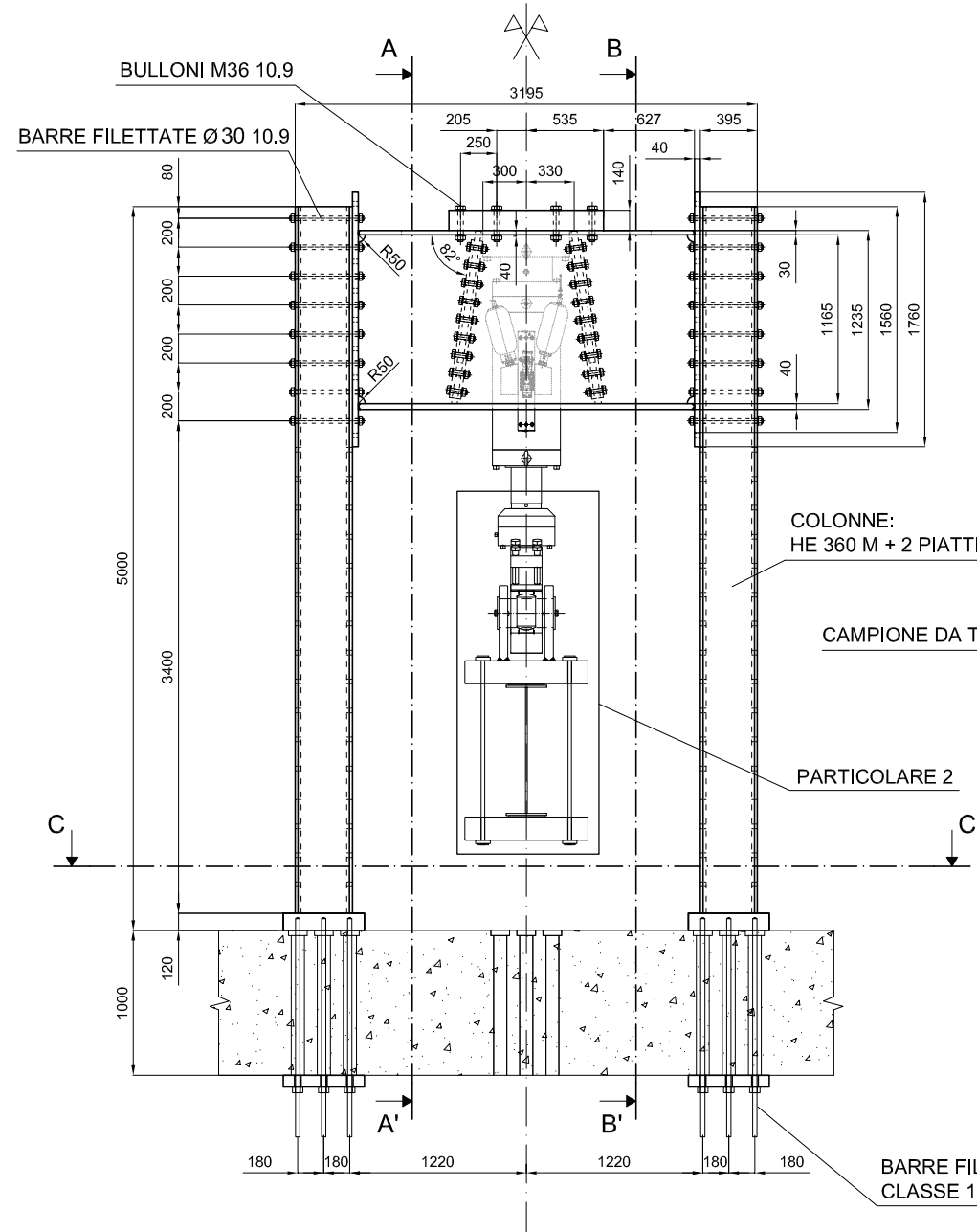


# ALLEGATO A: DISEGNI COSTRUTTIVI

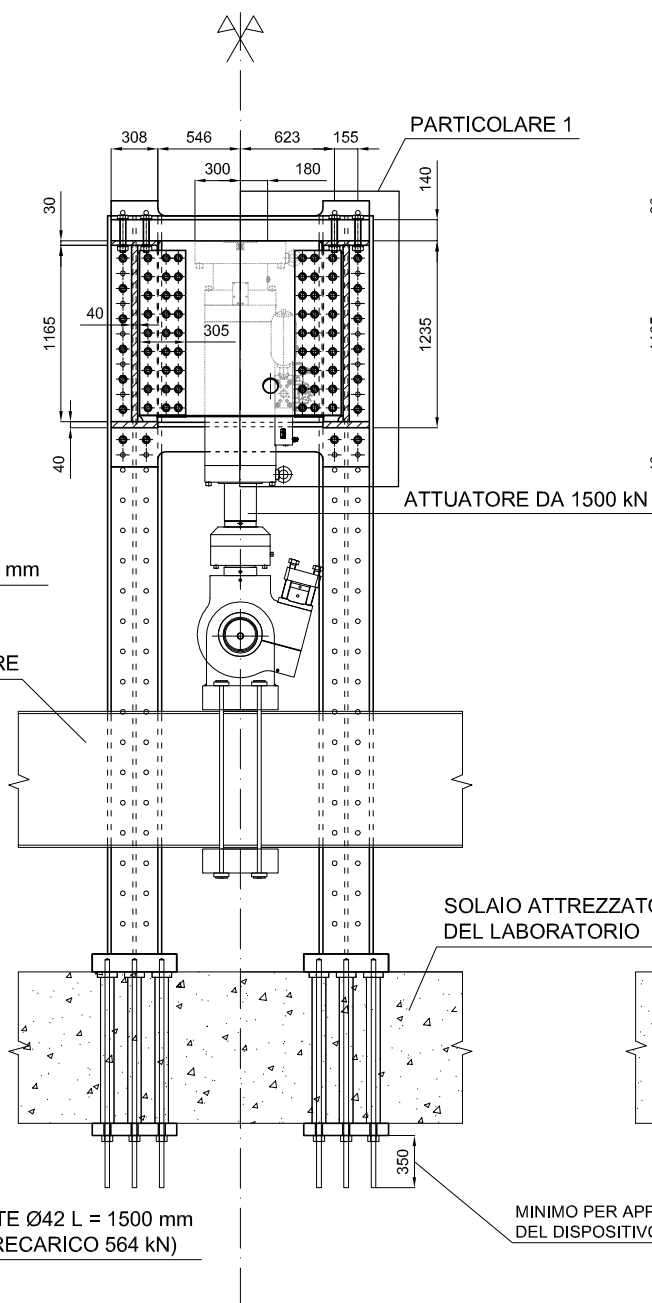




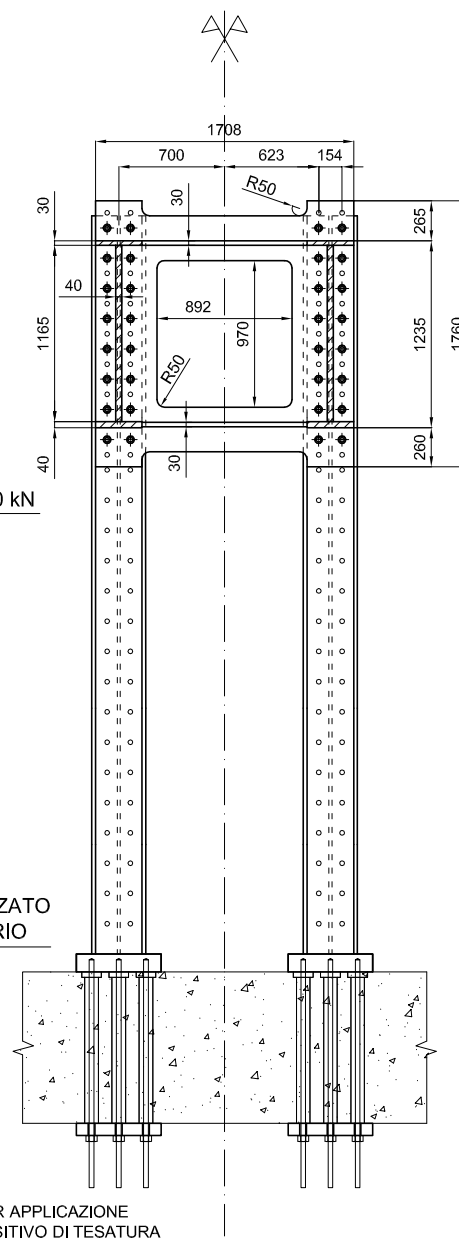
PROSPETTO FRONTALE - SCALA 1:50



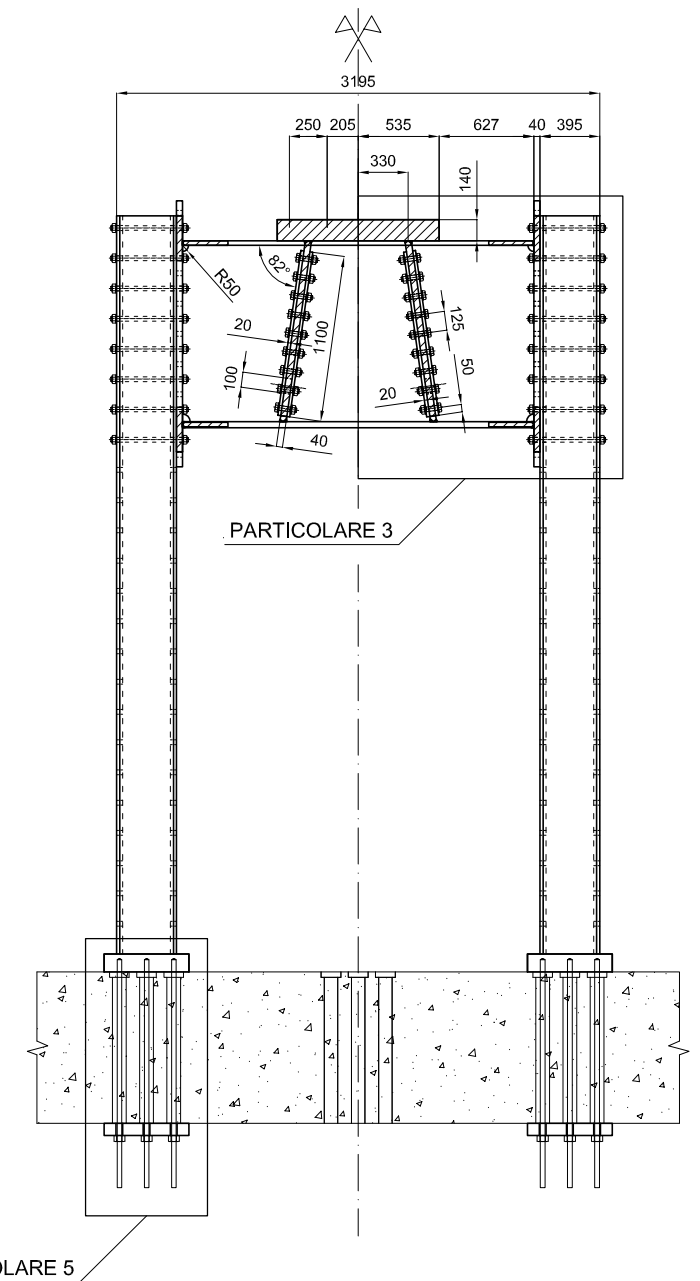
SEZIONE A-A' - SCALA 1:50



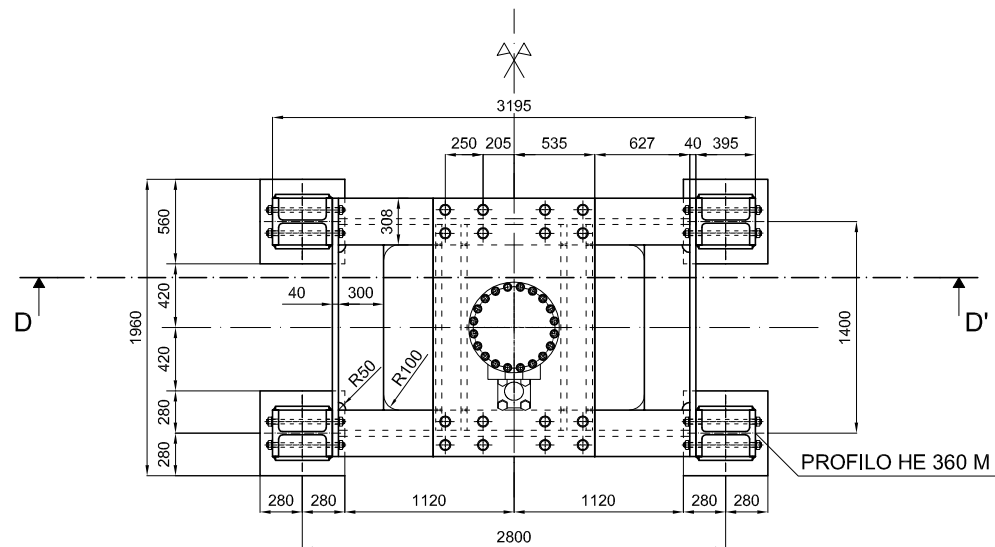
SEZIONE B-B' - SCALA 1:50



SEZIONE D-D' - SCALA 1:50



PIANTA - SCALA 1:50



BARRE FILETTATE Ø42 L = 1500 mm  
CLASSE 10.9 (PRECARICO 564 kN)

SOLAIO ATTREZZATO  
DEL LABORATORIO

MINIMO PER APPLICAZIONE  
DEL DISPOSITIVO DI TESATURA

PARTICOLARE 5

NOTA: PER LA SEZIONE C-C'  
E I DETTAGLI VEDI TAVOLA 2



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

PORTALE PER PROVE DI FATICA MEDIANTE  
ATTUATORE OLEODINAMICO DA 1500 kN

Prof. Claudio Modena  
Prof. Carlo Pellegrino  
Ing. Massimo Dalla Benetta  
Ing. Fabio P. Marchesini

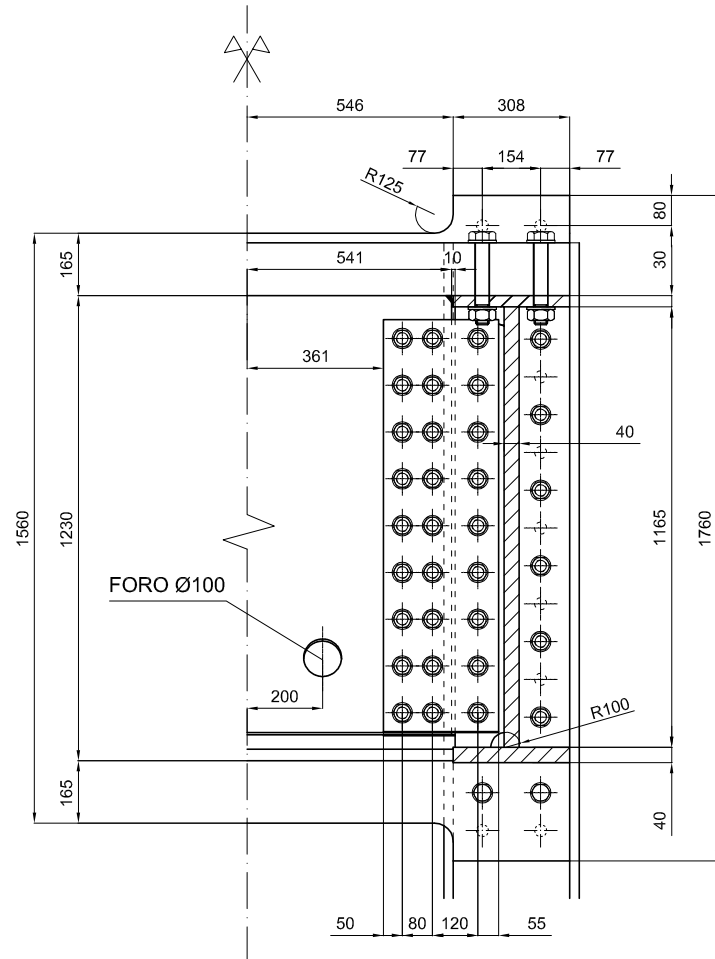
A.A. 2013 - 2014

LAUREANDO:  
MARCO COLUSSI

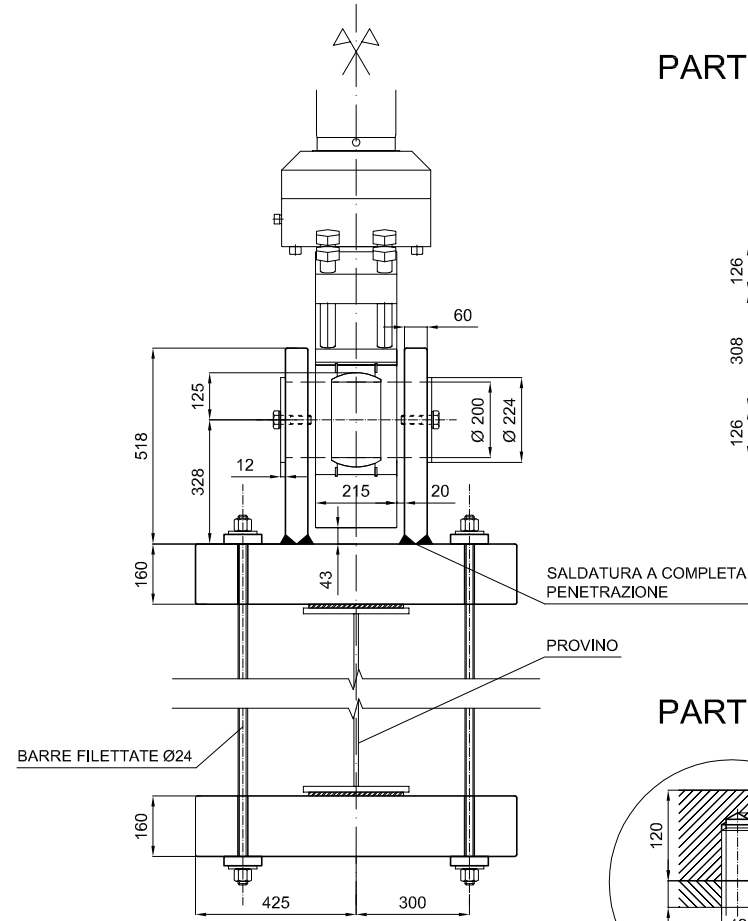
TAVOLA

1

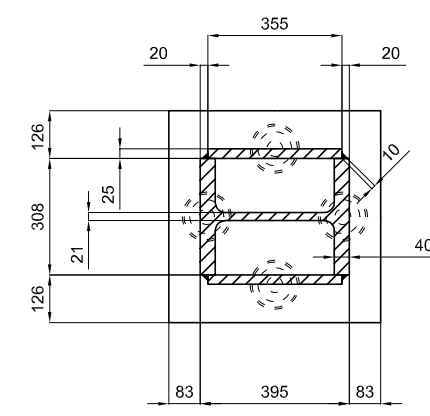
PARTICOLARE 1 - SCALA 1:20



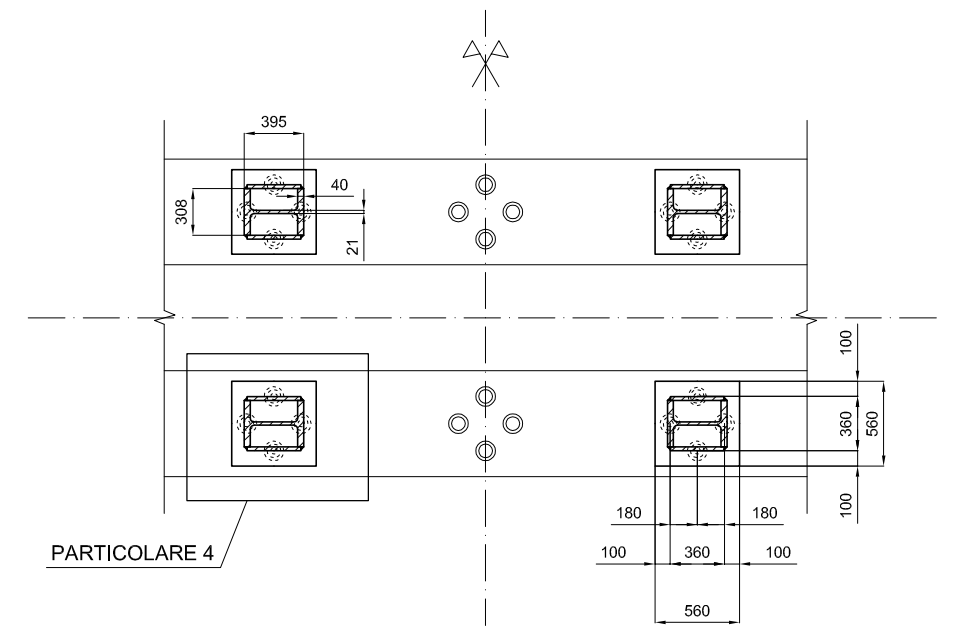
PARTICOLARE 2 - SCALA 1:20



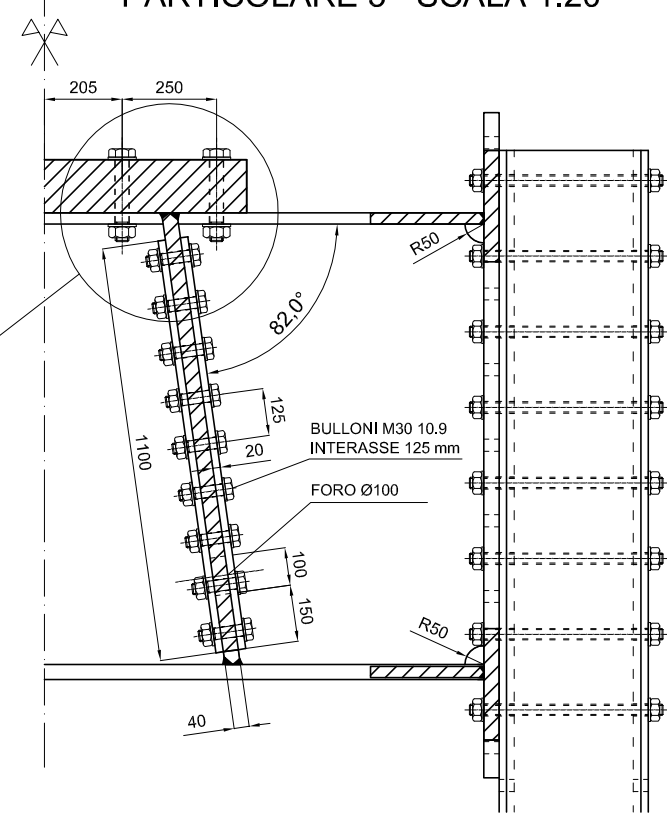
PARTICOLARE 4 - SCALA 1:20



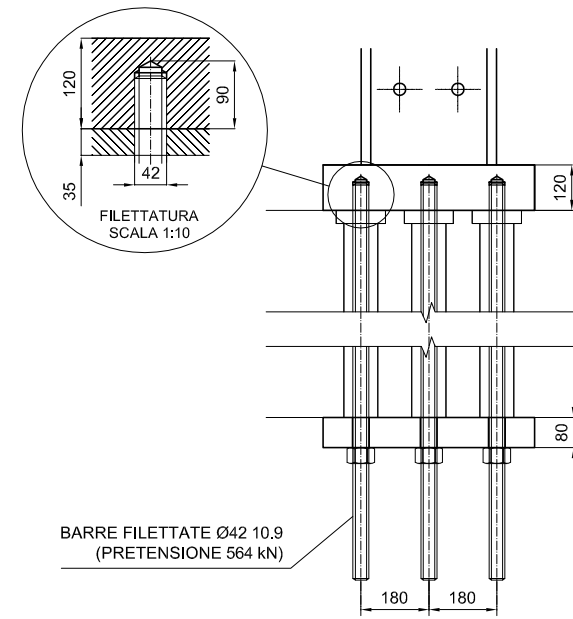
SEZIONE C-C' - SCALA 1:50



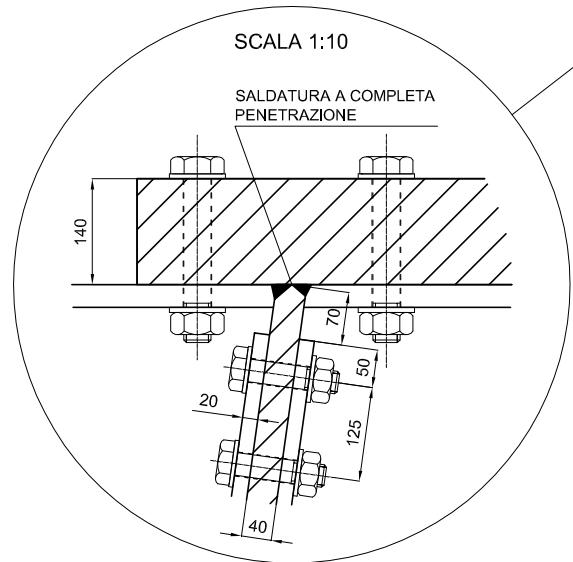
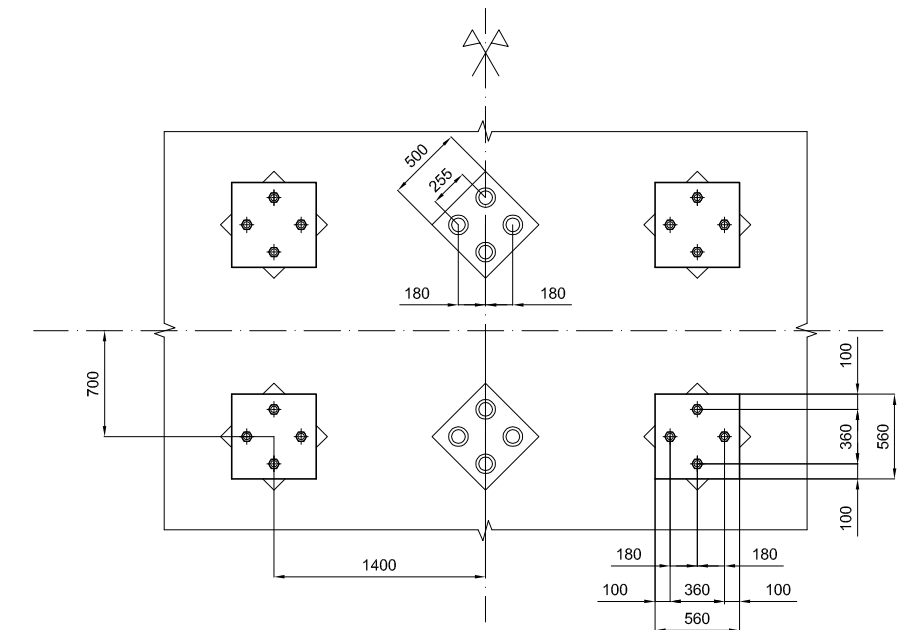
PARTICOLARE 3 - SCALA 1:20



PARTICOLARE 5 - SCALA 1:20



SOFFITTO PIANO INTERRATO - SCALA 1:50



NOTA: PER I RIFERIMENTI ALLE SEZIONI E AI DETTAGLI VEDI TAVOLA 1



**PORTALE PER PROVE DI FATICA MEDIANTE ATTUATORE OLEODINAMICO DA 1500 kN**

Prof. Claudio Modena  
Prof. Carlo Pellegrino  
Ing. Massimo Dalla Benetta  
Ing. Fabio P. Marchesini

A.A. 2013 - 2014

**LAUREANDO:**  
MARCO COLUSSI

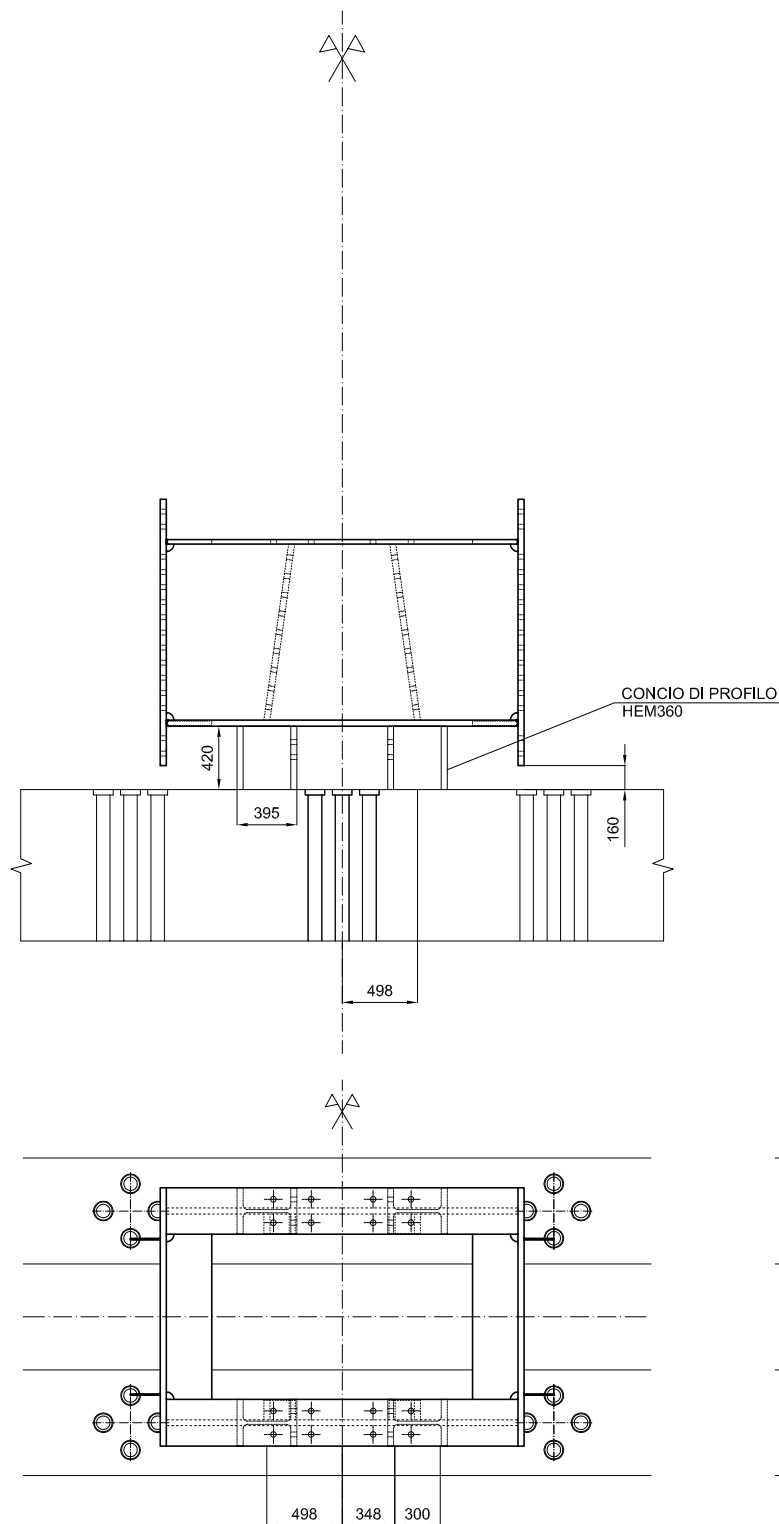
TAVOLA

**2**

# **ALLEGATO B: DISEGNI DI MONTAGGIO**

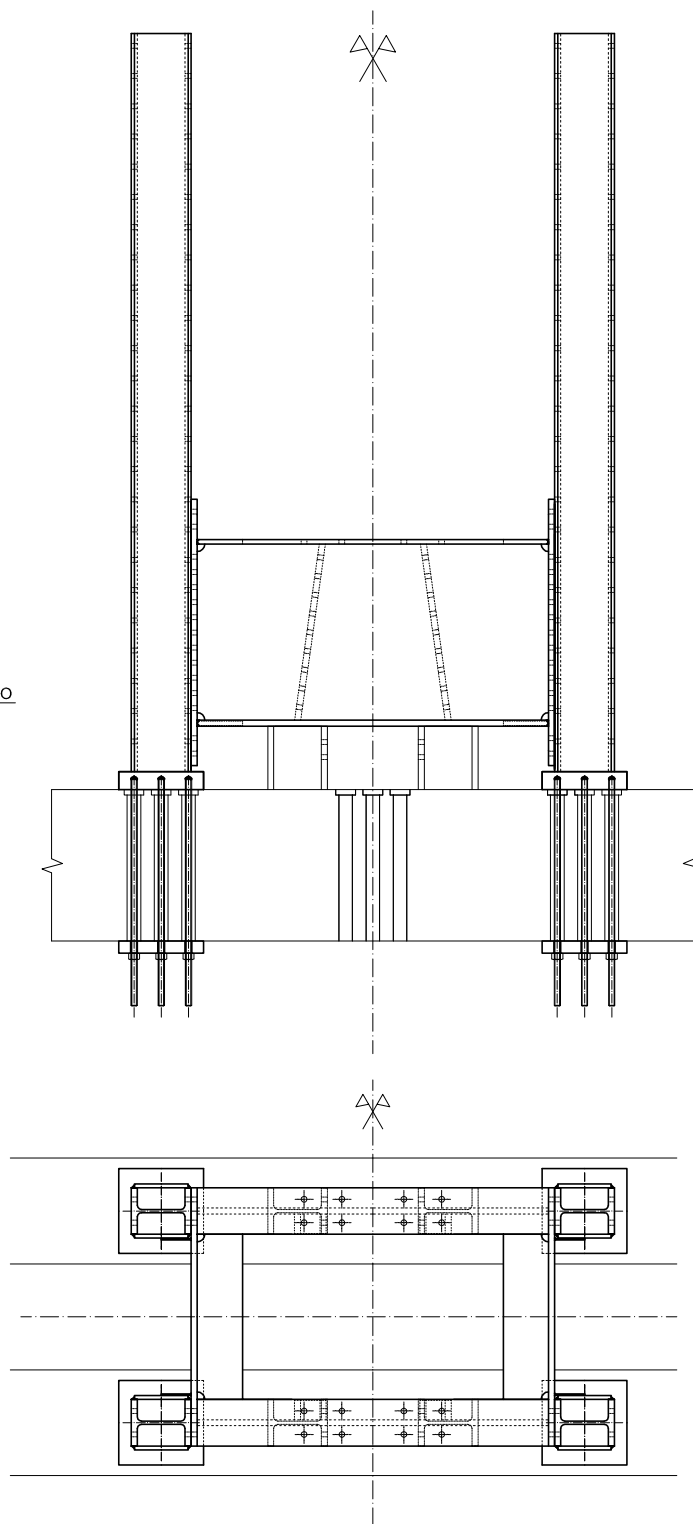


FASE 1 - SCALA 1:50



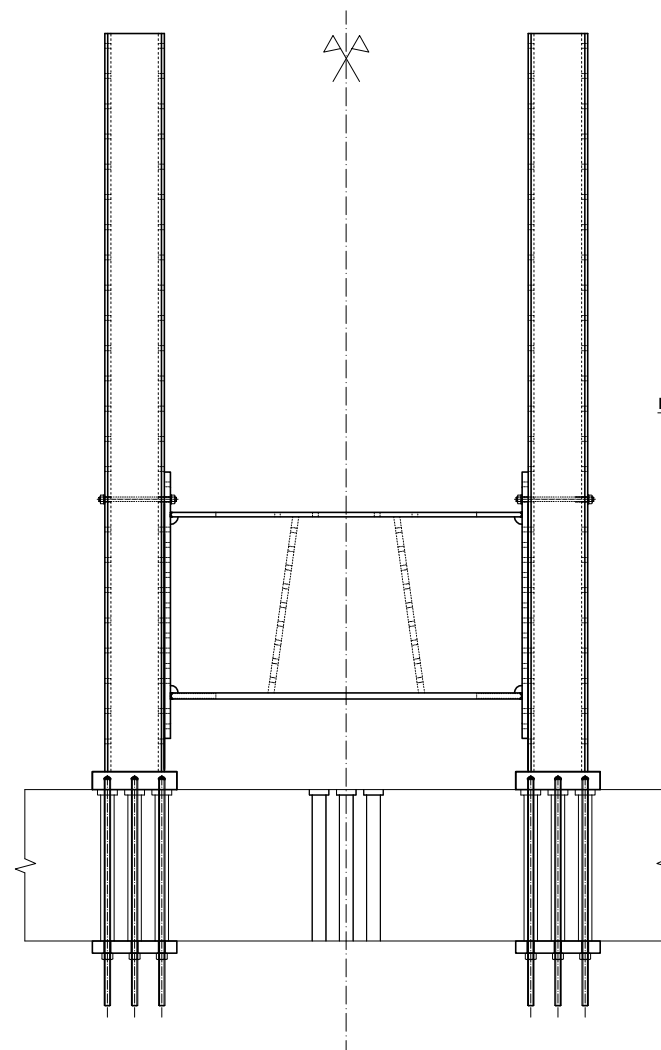
FASE 1:  
 - Predisposizione a terra del sistema di travi su 4 appoggi provvisori, mediante carroponete (tiro 4265 kg);  
 - Gli appoggi provvisori sono realizzati con conchi di HEM360 lunghi 420 mm.

FASE 2 - SCALA 1:50



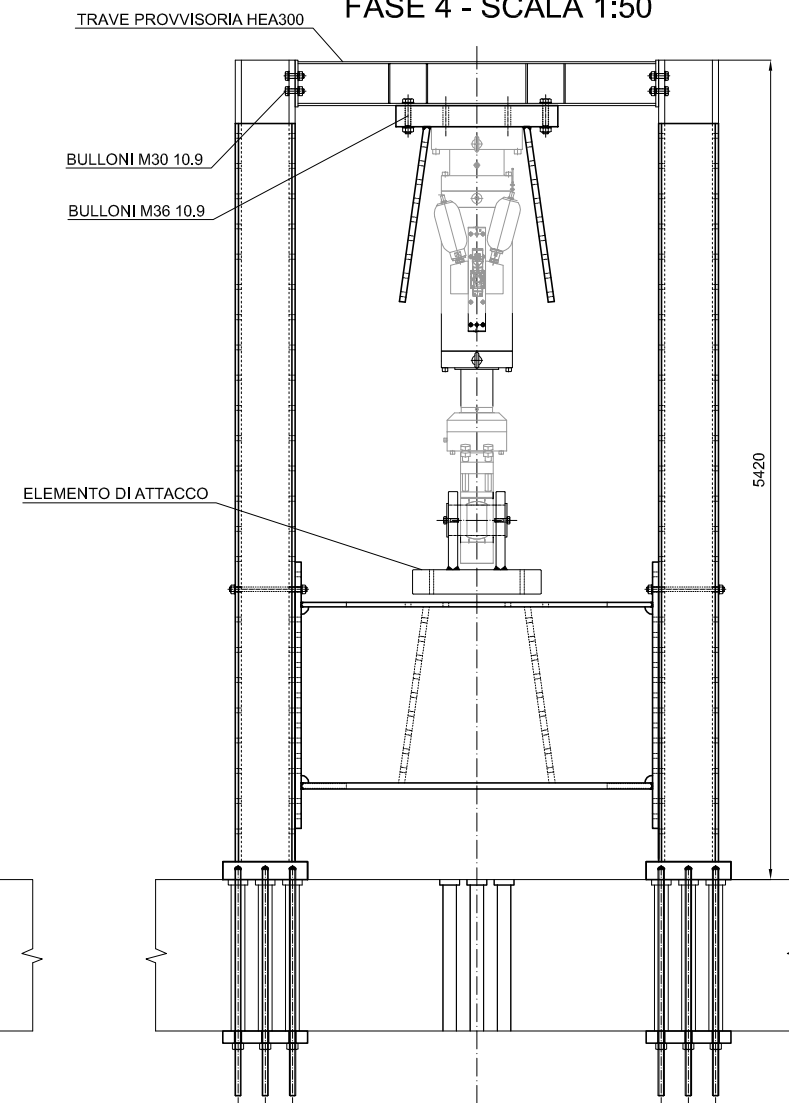
FASE 2:  
 - Posizionamento e ancoraggio al solaio delle 4 colonne (tiro 2150 kg l'una);  
 - Ciascuna colonna è ancorata con 4 barre filettate Ø42 precaricate (precarico 564 kN).

FASE 3 - SCALA 1:50



FASE 3:  
 - Sollevamento di 180 mm del sistema di travi e ancoraggio provvisorio alle colonne allo scopo di liberare i 4 appoggi (tiro medesimo di fase 1);  
 - L'ancoraggio provvisorio è realizzato con 2 barre filettate M30 per colonna.

FASE 4 - SCALA 1:50



FASE 4:  
 - Appoggio in cima alle colonne del sistema composto da piastra di riscontro e attuatore, mediante l'ausilio di due travi provvisorie HEA300 e dei 4 conchi di HEM360 usati in fase 1 (tiro 9423 kg di cui 4200 kg di attuatore, 1560 kg di elemento di attacco e 845 kg di travi provvisorie).



UNIVERSITÀ  
 DEGLI STUDI  
 DI PADOVA

**PORTALE PER PROVE DI FATICA MEDIANTE  
 ATTUATORE OLEODINAMICO DA 1500 kN**

**FASI DI MONTAGGIO MEDIANTE CARROPONTE DA 10 t**

Prof. Claudio Modena  
 Prof. Carlo Pellegrino  
 Ing. Massimo Dalla Benetta  
 Ing. Fabio P. Marchesini

A.A. 2013 - 2014

LAUREANDO:  
 MARCO COLUSSI

TAVOLA

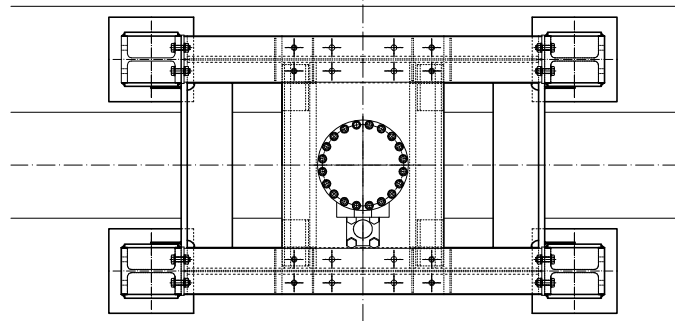
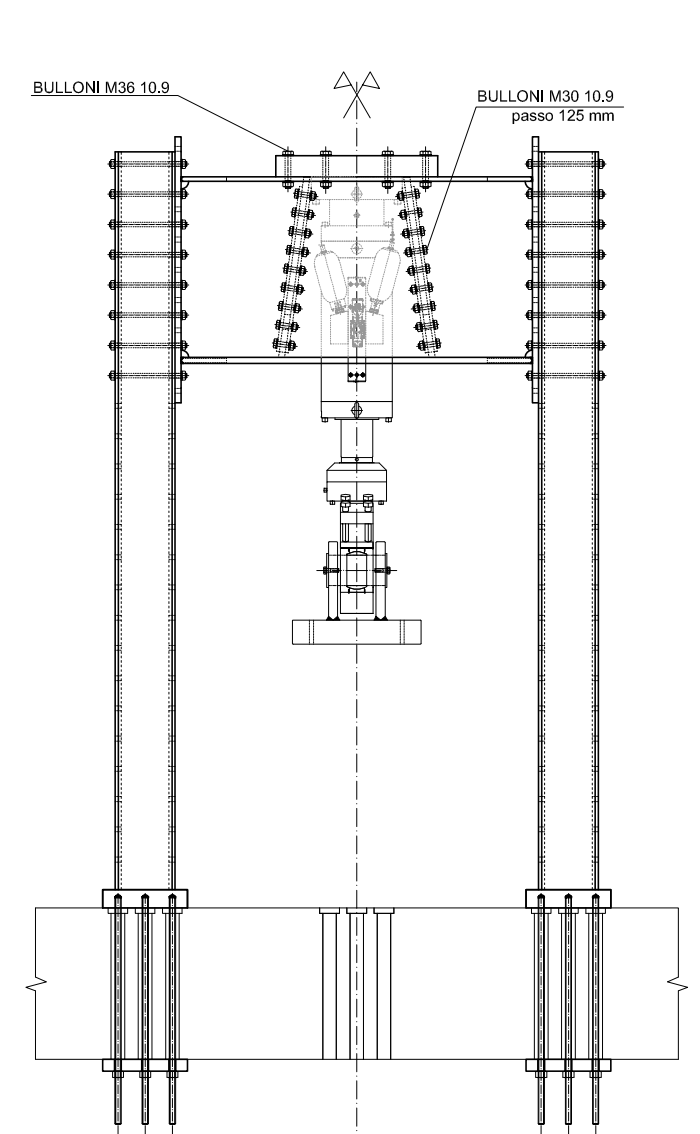
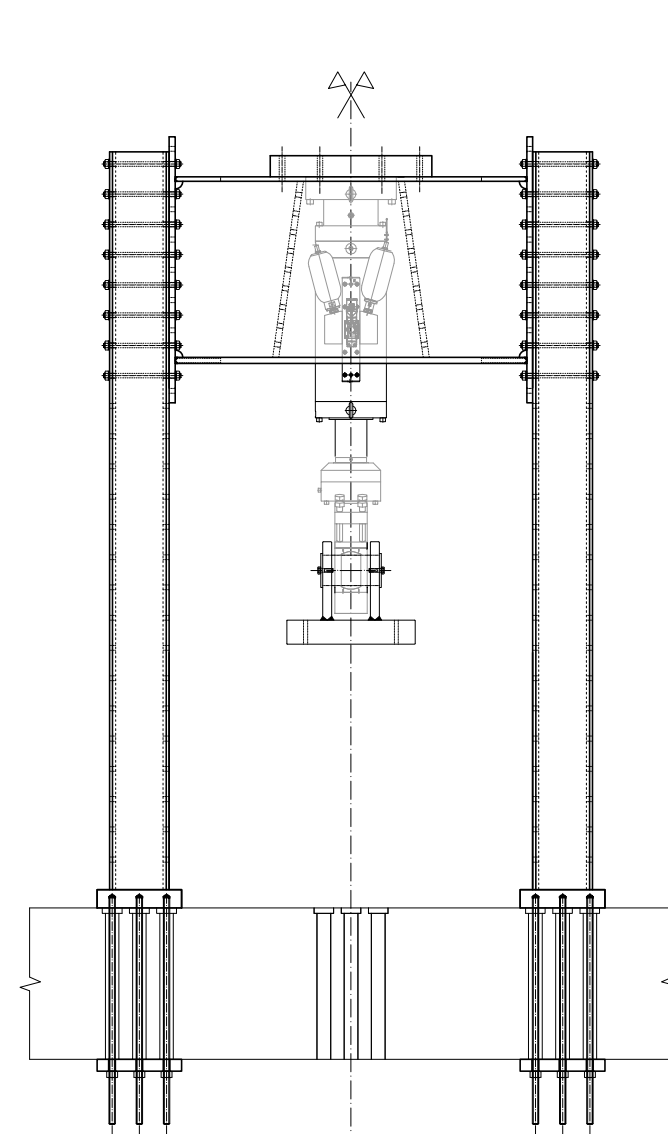
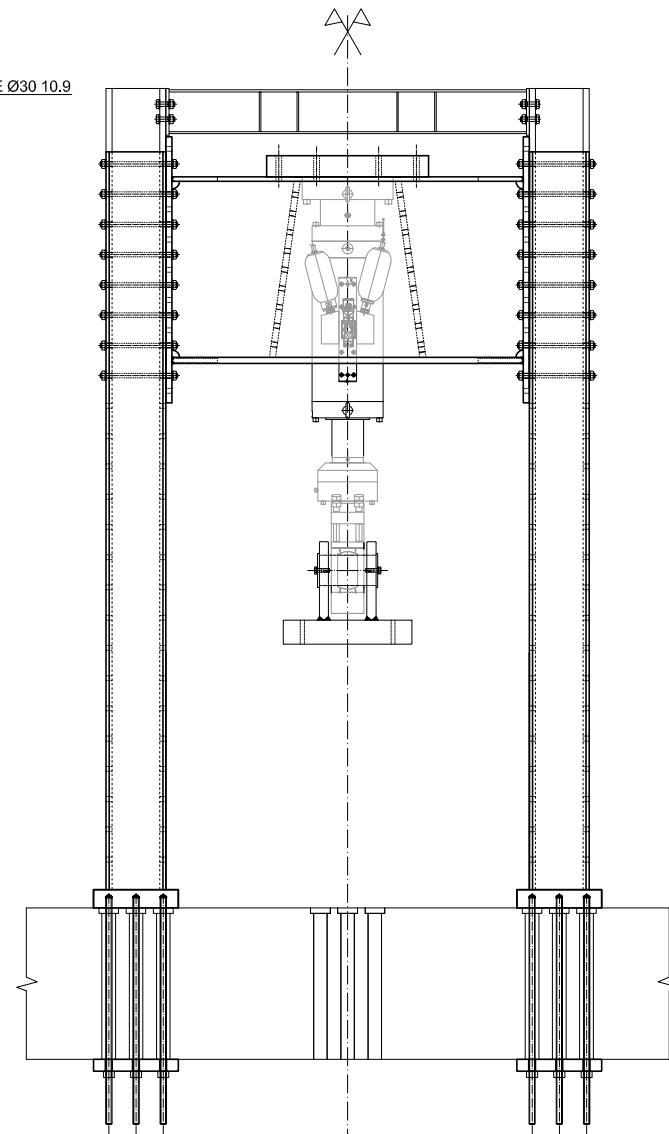
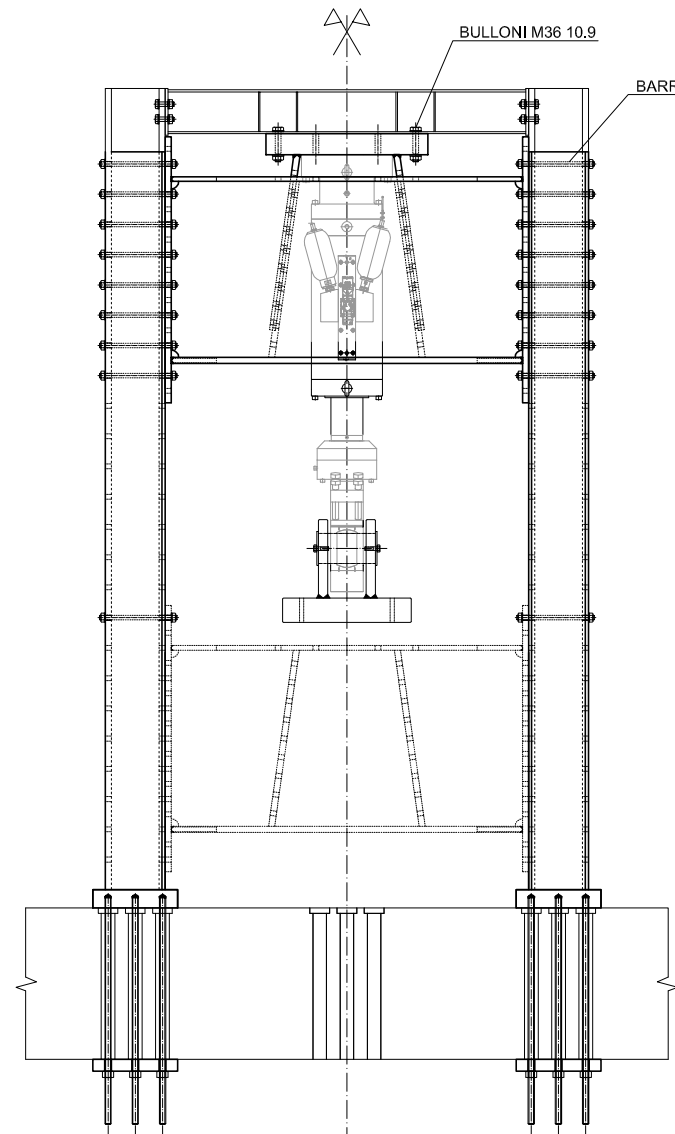
1

FASE 5 - SCALA 1:50

FASE 6 - SCALA 1:50

FASE 7 - SCALA 1:50

FASE 8 - SCALA 1:50



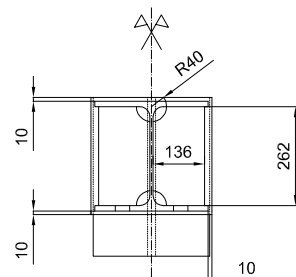
FASE 6:  
 - Sollevamento del sistema riscontro-attuatore-travi provvisorie quanto basta da scaricare le colonne;  
 - Rimozione dei bulloni provvisori M36;  
 - Calaggio fino ad appoggiare piastrone e attuatore sul sistema di travi (le travi provvisorie vanno ad appoggiarsi sulle colonne).

FASE 7:  
 - Rimozione della travi provvisorie (tiro 422,5 kg l'una).

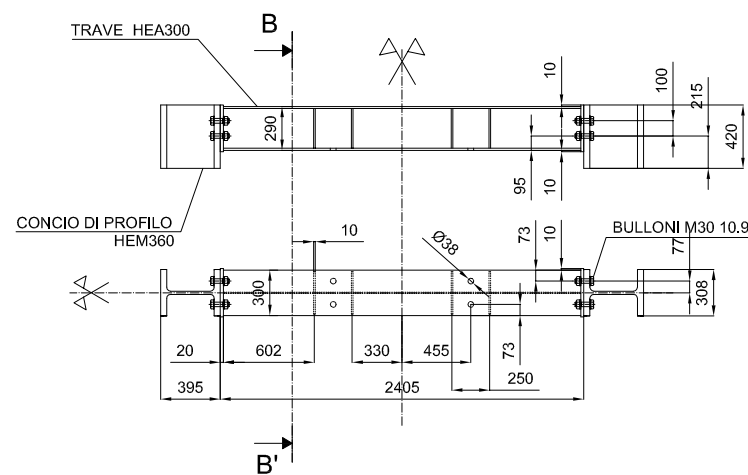
FASE 8:  
 - Realizzazione dei giunti bullonati mancanti.

FASE 5:  
 - Sollevamento e fissaggio del sistema di travi alle colonne nella posizione voluta (tiro medesimo di fase 1).

SEZIONE B-B' - SCALA 1:20



ATTREZZATURA PROVVISORIA - SCALA 1:50



UNIVERSITÀ  
 DEGLI STUDI  
 DI PADOVA

PORTALE PER PROVE DI FATICA MEDIANTE  
 ATTUATORE OLEODINAMICO DA 1500 kN

FASI DI MONTAGGIO MENDIANTE CARROPONTE DA 10 t

Prof. Claudio Modena  
 Prof. Carlo Pellegrino  
 Ing. Massimo Dalla Benetta  
 Ing. Fabio P. Marchesini

A.A. 2013 - 2014

LAUREANDO:  
 MARCO COLUSSI

TAVOLA

2