

Indice

1	Introduzione	2
2	Approcci alla fatica	4
2.1	Nominal stress approach	11
2.1.1	Caso di multiassialità delle tensioni	12
2.1.2	Determinazione delle classi di fatica FAT per varie tipologie di giunti	14
2.2	Structural stress approach	18
2.2.1	Misurazione della tensione di hot spot	21
2.2.2	Valutazione della resistenza a fatica	26
2.3	Notch stress approach	32
2.4	Guida alla scelta dell'approccio più adatto	42
3	Fattori che influenzano la resistenza a fatica e modificano le curve S-N	44
4	Fattori di sicurezza e procedure di valutazione della fatica	53
5	Analisi agli elementi finiti	59
5.1	Nominal stress approach	59
5.2	Hot spot stress approach	61
5.2.1	Hot spot per giunzioni di componenti di sezione circolare cava	65
5.2.2	Hot spot per giunzioni di componenti di sezione rettangolare cava	67
5.2.3	Hot spot per fazzoletti di rinforzo saldati sulle superfici di piastre	69
5.2.4	Hot spot per fazzoletti di rinforzo saldati sugli spigoli di piastre	71
5.2.5	Hot spot per rinforzi sulla parte terminale di piastre di copertura	73
5.3	Notch stress approach	76
6	Applicazione: saldatura tra gancio ed elemento piastra in campo ferroviario	78
6.1	Analisi structural stress	80
6.2	Analisi notch stress	86
7	Conclusioni	91

1 Introduzione

Lo scopo principale di questo elaborato è quello di presentare gli elementi fondamentali che permettono l'analisi di strutture saldate sottoposte a carichi affaticanti. Tramite lo studio e la revisione delle moderne ricerche effettuate da fonti autorevoli e altamente qualificate, vengono forniti gli strumenti per una progettazione più accurata, volta a migliorare gli standard costruttivi delle giunzioni più comuni nell'ambito ingegneristico.

Saranno proposti e sviluppati i tre metodi più diffusi per questi scopi, che differiscono tra loro principalmente per il livello di accuratezza richiesto. Tutti, però, sono applicabili con strumentazioni piuttosto comuni e semplici. Bastano infatti, come vedremo, la conoscenza dei fondamenti della scienza delle costruzioni e un programma per il calcolo agli elementi finiti, ormai diffusi in ogni studio di progettazione. Non verrà qui trattato il metodo che si basa sulle leggi di propagazione della frattura, in quanto, nonostante porti a risultati precisi, presenta la peculiare difficoltà applicativa nella determinazione della lunghezza della cricca nei componenti strutturali.

Questo elaborato è frutto del lavoro degli studenti Riccardo Caselli, Andrea Fregni ed Enrico Melotti che hanno collaborato per ottenere un'unica dissertazione partendo dai diversi aspetti affrontati da ognuno durante lo svolgimento dell'attività progettuale. Tutti gli studenti si sono soffermati sulle definizioni principali riguardanti gli aspetti generali dell'analisi tensionale dei giunti saldati; ciascuno ha però analizzato e sviluppato argomenti differenti in base alla bibliografia seguita per lo studio.

Lo studente Caselli Riccardo si è occupato dei testi:

- A. Hobbacher, Recommendations for fatigue design of welded joints and components.
- C.M. Sonsino, Modern Local Concepts for Designing Welded Structures Background and Application Examples.
- K. A. Macdonald, Fracture and fatigue of welded joints and structures.
- T. Lassen, N. Récho, Fatigue life analyses of welded structures.
- T. Gurney, Cumulative damage of welded joints.
- X. L. Zhao, J. A. Packer, Fatigue design procedure for welded hollow section joints.

Lo studente Fregni Andrea ha studiato, in particolare:

- A. Hobbacher, Recommendations for fatigue design of welded joints and components.
- C.M. Sonsino, Modern Local Concepts for Designing Welded Structures Background and Application Examples.
- E. Niemi, Stress determination for fatigue analysis of welded components.
- E. Niemi, W. Fricke, S.J. Maddox, Fatigue analysis of welded components.

Lo studente Melotti Enrico, infine, si è concentrato principalmente sui seguenti testi:

- A. Hobbacher, Recommendations for fatigue design of welded joints and components.
- C.M. Sonsino, Modern Local Concepts for Designing Welded Structures Background and Application Examples.
- D. Radaj, Design and analysis of fatigue resistant welded structures.
- D. Radaj, C. M. Sonsino, W. Fricke, Fatigue assessment of welded joints by local approaches.

2 Approcci alla fatica

Esistono diversi metodi per la valutazione del comportamento a fatica dei giunti saldati, ciascuno dei quali è basato su una definizione specifica della tensione. La tensione totale di un componente caricato può essere suddivisa nelle componenti membranale σ_m , flessionale σ_b e in un picco non lineare σ_{nlp} .

La tensione membranale è uguale alla tensione media calcolata attraverso la sezione trasversale e risulta essere costante lungo lo spessore. La parte flessionale, invece, è distribuita linearmente lungo lo spessore della lastra. Essa si trova disegnando un segmento che interseca l'asse neutro della piastra e il gradiente viene scelto in modo che la rimanente componente non lineare sia in equilibrio. Il picco non lineare, infine, è la componente restante della distribuzione tensionale. Le tre componenti descritte si calcolano come indicano le equazioni (1) e sono rappresentate in figura 1.

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \cdot \int_{x=0}^{x=t} \sigma(x) \cdot dx$$

$$\sigma_b = \int_{x=0}^{x=t} (\sigma(x) - \sigma_m) \cdot \left(\frac{t}{2} - x\right) \cdot dx \quad (1)$$

$$\sigma_{nlp}(x) = \sigma(x) - \sigma_m - \left(1 - \frac{2x}{t}\right) \cdot \sigma_b$$

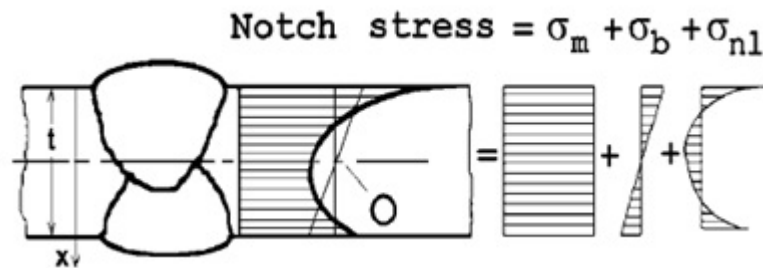


Figura 1: Tensioni in una lastra saldata caricata a trazione semplice.

Il parametro fondamentale da considerare nell'analisi a fatica è l'intervallo delle tensioni (o *range tensionale* $\Delta\sigma$) calcolato come differenza fra le tensioni massima e minima, ottenute dalle condizioni estreme di caricamento.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

Come afferma quanto riportato dalla *British Standard (BS 5400)* i giunti saldati sono relativamente insensibili alle variazioni della tensione media del ciclo affaticante per 2 motivi:

- La variazione di tensione media è praticamente ininfluente nei casi di alta concentrazione tensionale, quali i giunti saldati
- Le tensioni residue generano tensioni medie nell'ordine di circa la tensione di snervamento e quindi tutti i cicli, compresi quelli all'inversione, vengono traslati verso l'alto e dunque tutti hanno la stessa componente costante prossima alla tensione di snervamento

Tuttavia, attraverso un coefficiente correttivo $f(R)$, si terrà conto della “posizione” del ciclo, e quindi della tensione media, tramite il rapporto fra tensione minima e tensione massima chiamato *stress ratio* R .

I diversi metodi di valutazione della fatica si differenziano in funzione di come vengono definite le tensioni e di quali particolari caratteristiche di concentrazione di esse vengono considerate:

- *Nominal stress approach*; si basa su una tensione nominale che considera gli effetti macrogeometrici legati alla forma dei componenti, ma esclude le concentrazioni tensionali legate alla saldatura e alla discontinuità strutturale. Dunque, può essere vista come la tensione calcolata nella regione in cui non si hanno variazioni di tensione.
- *Structural o hot spot stress approach*; valuta una tensione che aggiunge a quanto considerato nell'approccio nominal stress l'effetto della discontinuità strutturale dovuta all'avvicinamento alla zona di giunzione.
- *Effective notch stress approach*; definisce una tensione che, oltre agli effetti descritti in precedenza, si preoccupa anche dell'intaglio causato dal cordone di saldatura.
- *Fracture mechanic approach*; valuta tutti i fattori che contribuiscono a innalzare le tensioni come nell'approccio effective notch stress, ma si basa su calcoli di propagazione della cricca.

La figura 2 mostra le tensioni utilizzate e le regioni del componente in cui sono applicabili le teorie dei primi tre approcci sopra descritti.

I primi tre metodi presentati si basano sul cosiddetto *S-N approach*, ovvero si confronta l'intervallo tensionale trovato con curve sperimentali S-N (Tensione-Numero

di cicli all'inversione). L'ultimo metodo, invece, si basa sulla teoria della propagazione della frattura (*crack propagation approach*), usando solitamente la legge di Paris-Erdogan ma può anche servirsi di specifici criteri di rottura. La fase d'innesco della cricca è, o trascurata se è ipotizzata la presenza di una cricca iniziale o questa esiste già, oppure è stimata sulla base di una curva S-N che valuta l'innesco di cricche.

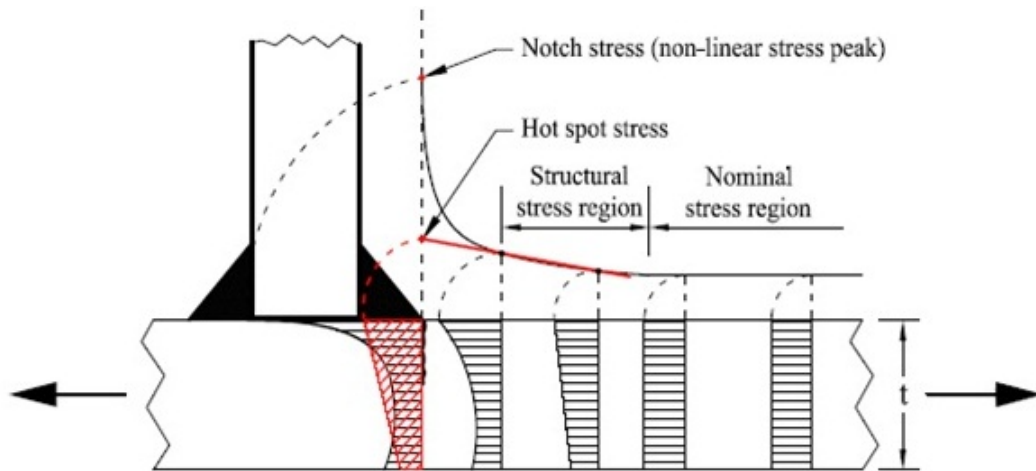


Figura 2: Tensioni relative ai tre approcci alla fatica.

Si possono avere differenti tipologie di curve S-N a seconda che il carico affaticante sia considerato di ampiezza costante o variabile. In entrambi i casi, i dati di resistenza forniti dalle curve si intendono ottenuti con un livello di probabilità di sopravvivenza di almeno il 97,5%. Se i cicli di tensione sono pressoché costanti nel tempo allora, per determinare la vita a fatica del giunto saldato, si utilizza la curva di Wöhler. Invece, se sono presenti notevoli fluttuazioni delle ampiezze dei cicli del carico cui sarà sottoposto il pezzo nel suo utilizzo, bisogna riferirsi alla curva di Gassner. Questa curva sperimentale rispetto alla curva di Wöhler, a parità di massima ampiezza del carico, fornisce una resistenza maggiore, cioè valori più alti del numero di cicli a rottura N_i . Considerando, infatti, un valore della $\Delta\sigma_{max}$ variabile tra un massimo e un minimo, a causa della differenza tra le ampiezze dei cicli, al posto di un valore massimo costantemente presente, si determina uno stato critico minore nel materiale. Quindi, dopo aver studiato il carico affaticante, utilizzare le curve di Gassner invece di quelle di Wöhler permette la progettazione di componenti più sottili, con conseguente riduzione dei costi e di peso. Un esempio è illustrato nella figura 3 dove sono riportate le curve di Wöhler e di Gassner per un giunto a croce.

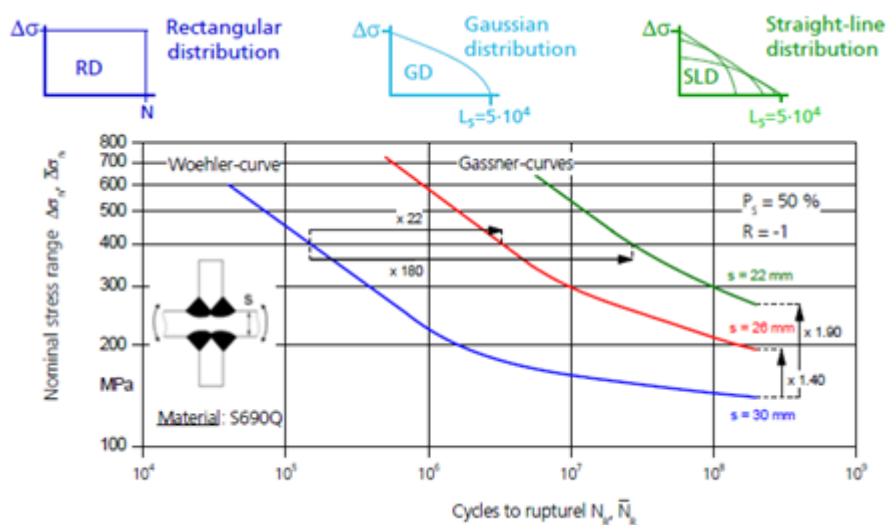


Figura 3: Confronto fra curve di Gassner e Wöhler.

In figura 4 sono mostrate le varie curve fondamentali per l'utilizzo dell'approccio S-N. Lo *stress spectrum* è calcolato mediante una funzione di distribuzione di Gauss o tramite una distribuzione lineare (*straight line distribution*) mettendo in ordine decrescente le varie ampiezze dei carichi affaticanti. Per fare ciò si utilizzano i cosiddetti *counting methods*, solitamente i metodi *rainflow* e *reservoir* [7]. È rappresentata anche la curva accademica S-N (curva di Wöhler) con pendenza k prima del ginocchio e con pendenza quasi orizzontale dopo il ginocchio. Essa è valida solamente per carichi ad ampiezza costante, per cui, per tenere in considerazione delle variazioni di ampiezza dei carichi reali, sono possibili due modifiche. Queste consistono nel prendere la pendenza dopo il ginocchio pari a $k' = k$ oppure $k' = 2k - i$. La prima è troppo conservativa, cioè da risultati eccessivamente a favore di sicurezza, quindi nelle normative si consiglia di prendere la seconda, dove i assume il valore 1 nel caso di materiali forgiati, estrusi o laminati e 2 per materiali ottenuti per fusione, sinterizzazione o per materiali saldati. Tuttavia, per questi ultimi la pendenza k' è solitamente presa pari a 5, nonostante sia a sfavore di sicurezza [10]. Si noti che la suddetta modifica alla curva di Wöhler, assieme all'individuazione dello *stress spectrum*, permette di confrontare carichi ad ampiezza variabile direttamente con essa, senza necessitare delle meno diffuse curve di Gassner.

Nella valutazione a fatica la *life curve* per carichi ad ampiezza variabile è basata sull'equazione di Palmgren-Miner (equazione 2), che calcola la somma dei termini di danneggiamento D , come sommatoria dei rapporti tra il numero di cicli applicati per ciascuna tensione n_i e il numero di cicli a cui si avrebbe rottura per quel valore di tensione N_i . L'indice degli step dello spettro di caricamento è indicato con i . Si

arriva a rottura quando la somma dei termini di danneggiamento raggiunge il suo valore limite D_L , spesso assestato a 0.5 [3].

$$D = \sum_i \left(\frac{n_i}{N_i} \right) \leq D_L \quad (2)$$

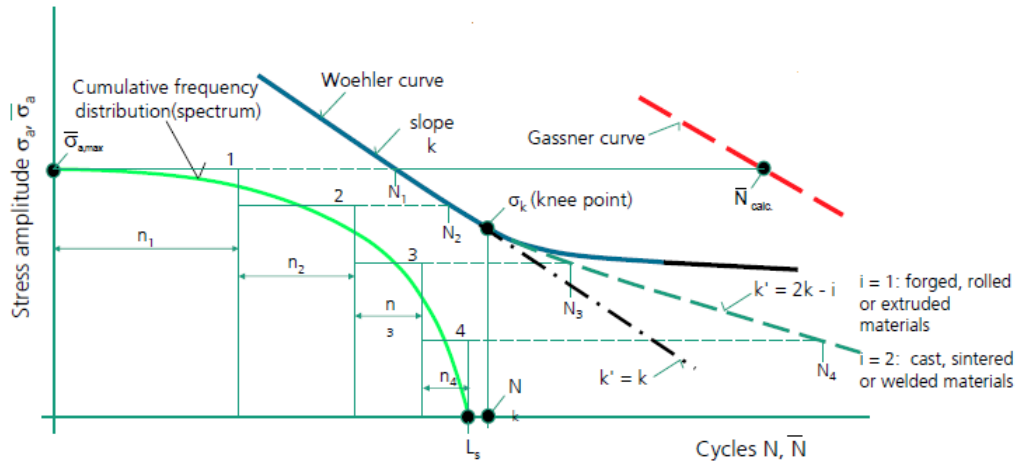


Figura 4: Elementi basilari per l'approccio S-N.

La fase primaria della progettazione di un giunto saldato deve essere la definizione della curva S-N con la quale confrontare lo spettro delle tensioni. Per fare ciò, occorre innanzitutto distinguere i casi in cui agisca prettamente una tensione normale oppure tagliante e se i giunti possono essere classificati come spessi o sottili (*thick* oppure *thin*) a seconda che lo spessore sia, rispettivamente, maggiore o minore di 25mm. I componenti classificati come spessi vengono considerati rigidi mentre quelli sottili flessibili, tuttavia, occorre prestare attenzione che giunti spessi di elevata lunghezza possono comportarsi come flessibili. Come illustrato nelle figure 5 e 6, si vede che per giunti spessi la pendenza della curva prima del ginocchio è individuata da $k = 3$ se sollecitati a tensione normale, mentre nel caso di tensione tangenziale, $k = 5$. Dopo il ginocchio, per entrambi i tipi di sollecitazione, la pendenza assume valore di $k' = 22$. Per giunti sottili, prima del ginocchio, la pendenza è $k = 5$ in caso di tensione normale, mentre $k = 7$ per sforzi di taglio. Anche qui, dopo il ginocchio, la pendenza vale $k' = 22$. Si noti che $k' = 22$ corrisponde alla pendenza della curva accademica di Wöhler dopo il ginocchio.

È importante sottolineare che da risultati sperimentali riportati da [10], sia per carichi ad ampiezza variabile che costante, non cambia in maniera significativa la resistenza a fatica a seconda dell'utilizzo di acciai o leghe di alluminio di differente composizione. Per esempio, l'impiego in un giunto saldato di un acciaio alto-legato

non determina un incremento di resistenza molto elevato rispetto l'utilizzo di un acciaio da bonifica. Ciò è dovuto al fatto che, quando si salda un componente, il materiale subisce profonde variazioni nella microstruttura. Infatti, come mostrano i grafici di figura 7, le tensioni locali non variano significativamente per differenti tipi di acciai. Per questo motivo nello scritto si utilizzano i termini generici acciaio e leghe di alluminio.

Una conseguenza di quanto riportato sopra è che un provino non saldato rispetto a un provino saldato avente la stessa geometria, come ad esempio una piastra e un giunto di testa lavorato in modo da non avere discontinuità geometriche, ha comunque una resistenza a fatica superiore del 30%.

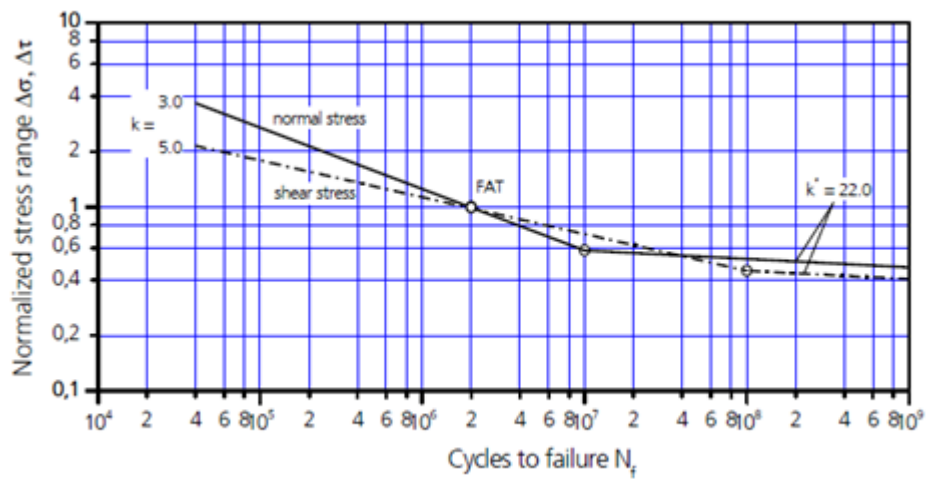


Figura 5: Curve S-N per giunti saldati spessi o rigidi.

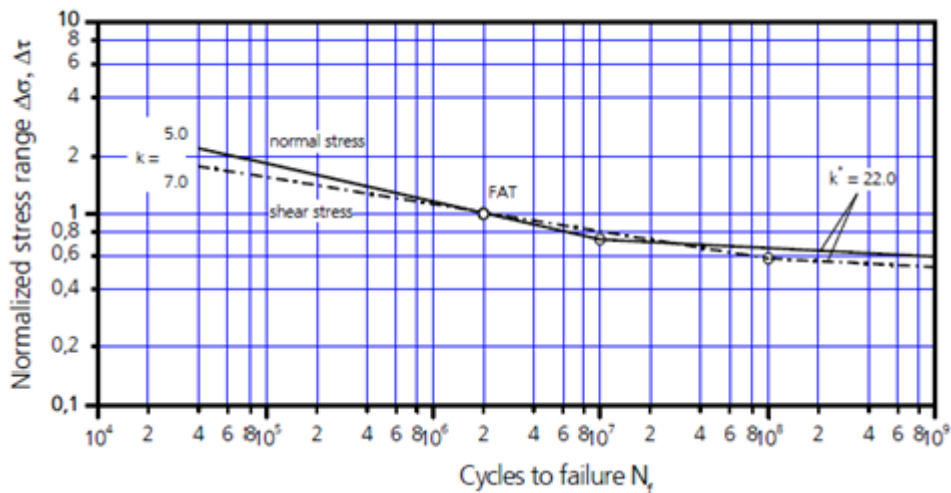


Figura 6: Curve S-N per giunti saldati sottili o flessibili.

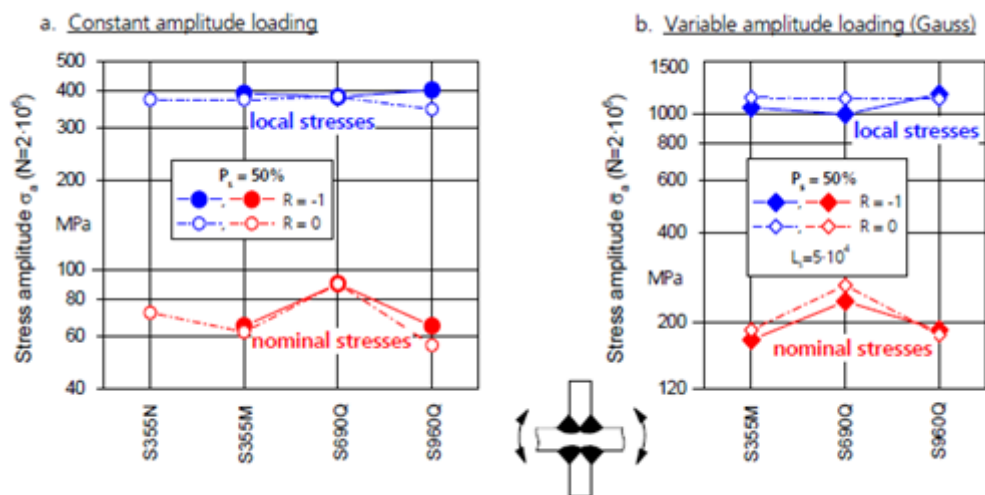


Figura 7: Tensioni al variare del materiale con cui è realizzato lo stesso giunto a croce.

2.1 Nominal stress approach

Questo metodo prevede il calcolo della tensione nominale (*nominal stress*) che viene effettuato attraverso la teoria delle travi considerando il materiale lineare elastico. La tensione può essere calcolata attraverso la sezione del componente oppure sullo spessore della gola di saldatura (*weld throat*). Il primo caso riguarda le giunzioni in cui ci si aspetta che la frattura parta dal piede della saldatura (*weld toe*) e la formula utilizzata per il calcolo della tensione sulla sezione trasversale, considerando carichi agenti nel piano, è

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} + \frac{M}{I} \cdot y$$

Dove F rappresenta il carico assiale, M il momento flettente, A la sezione trasversale, I il momento d'inerzia rispetto all'asse neutro e y la distanza dall'asse neutro.

In [6], invece, si considera il secondo caso, cioè quando si stima che la rottura parta dalla radice (*root*) della gola di saldatura propagandosi dalla faccia della piastra alla superficie del cordone di saldatura. Viene qui introdotta la tensione chiamata *nominal stress weld*, $\sigma_{n,w}$, definita come il rapporto tra la tensione nominale, moltiplicata per lo spessore della piastra t , e il doppio dello spessore della gola di saldatura a .

$$\sigma_{n,w} = \frac{\sigma_n \cdot t}{2a}$$

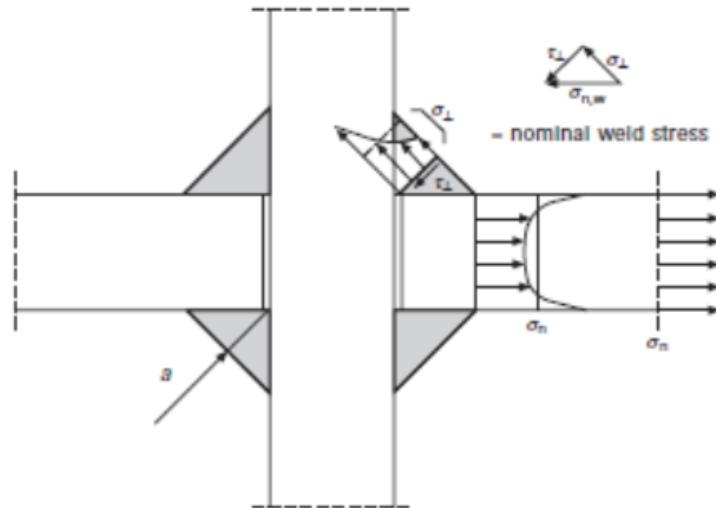


Figura 8: Confronto delle tensioni nominali.

La figura 8 mostra l'andamento della tensione nominale calcolata nei due casi

descritti sopra.

In linea di principio la *nominal stress weld* è la somma vettoriale del taglio medio e della tensione normale nella gola di saldatura. Si deve evidenziare il fatto che il calcolo della tensione nominale attraverso la gola di saldatura (*weld troath*) oppure lungo lo spessore di una lastra, deve risultare in accordo con le indicazioni tabulate.

Per applicare questo approccio bisogna trascurare l'effetto dell'incremento delle tensioni dovuto alla discontinuità strutturale e alla presenza della saldatura. Tuttavia, intagli macrogeometrici che non sono tipici del particolare saldato devono essere considerati attraverso una tensione nominale modificata. Esempi di questi concentratori di tensione sono la curvatura di una trave, intagli oppure fori nelle lastre.

Nel caso in cui il componente presenti discontinuità macrogeometriche, ovvero non si riescano ad usare le formule classiche dell'analisi tensionale, o sia una struttura iperstatica, si utilizza il metodo degli elementi finiti con una meshatura semplice e grossolana, in modo da escludere gli effetti di concentrazione della tensione dovuti alla saldatura. La misurazione della tensione nominale avviene tramite estensimetri i quali devono essere posti fuori dal campo di concentrazione delle tensioni che deve essere noto prima di posizionarli.

Bisogna fare attenzione che la *nominal stress* è diversa dalle tensione membranale: coincide con essa solo quando il caricamento è puramente trattivo o compressivo.

2.1.1 Caso di multiassialità delle tensioni

Le curve S-N dei dettagli saldati di riferimento si basano su una tensione monoassiale, mentre nella realtà solo raramente possiamo considerare che un caricamento agisca lungo una sola direzione. Occorre quindi conoscere un metodo per ricondursi ai casi tabulati. [5] suddivide i caricamenti in *proporzionali* e *non proporzionali* a seconda che le direzioni delle tensioni principali siano costanti o meno. Ciò corrisponde ad avere cicli in cui le tensioni sono in fase o in controfase quindi definite proporzionali oppure non siano né in fase né in controfase, quindi non proporzionali.

Nel caso di caricamento proporzionale e con basso grado di multiassialità, si utilizza il metodo della massima tensione principale, purché essa agisca in direzione quasi perpendicolare alla saldatura. Quando la massima tensione principale tende ad essere parallela al cordone, si considera la tensione principale minore, in quanto essa diventerà la tensione prevalente in funzione dell'effetto intaglio introdotto dalla saldatura. Nei casi dubbi occorre valutare entrambe le tensioni separatamente.

Nel caso di caricamenti non proporzionali il metodo della massima tensione principale non conduce a risultati conservativi, mentre i criteri di Tresca e Von Mises non

sono adatti, in quanto l'effetto intaglio cambia al variare delle direzioni principali di tensione. Inoltre, il crack potrebbe cominciare in una direzione e crescere lungo un'altra, sempre per le diverse orientazioni nel tempo delle tensioni principali [3].

Di seguito si riportano i principali casi di caricamento presenti in [2].

In caso di caricamento biassiale proporzionale con ciclo di fatica costante si calcola la tensione equivalente come:

$$\sigma_{eqa} = \frac{1}{2} \left(\sigma_{\perp a} + \sqrt{\sigma_{\perp a}^2 + 4\tau_{\parallel a}^2} \right) \quad (\sigma_{\parallel a} = 0)$$

Si osserva che σ parallela viene trascurata poiché danneggia poco il materiale.

In caso di ciclo a fatica non proporzionale ma costante, lo sforzo normale e quello di taglio sono calcolati separatamente e poi composti secondo la regola di Palmgren-Miner per trovare la σ_{eqa} secondo la formula:

$$\left(\frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{\perp A}} \right) = \left(\frac{\sigma_{\perp a}}{\sigma_{\perp A}} \right)^3 + \left(\frac{\tau_{\parallel a}}{\tau_{\parallel A}} \right)^5 \quad (\sigma_{\perp a} < \sigma_{\perp A}, \tau_{\parallel a} < \tau_{\parallel A}, \sigma_{\parallel a} = 0)$$

dove le tensioni indicate con pedice a sono le tensioni calcolate, quelle col pedice A sono quelle ammissibili, mentre gli esponenti 3 e 5 derivano dalle pendenze delle curve S-N per tensione normale e tagliante rispettivamente.

L'ultimo caso possibile riguarda un caricamento non proporzionale con carico variabile. In questo caso la sommatoria dei danni secondo le regole di Miner viene fatta separatamente per le tensioni normali e per quelle tangenziali:

$$D_{per} = D_{\sigma} + D_{\tau} = 1.0 \text{ or } 1.5$$

Al contrario di quanto fatto notare in precedenza, l'ASME raccomanda l'utilizzo delle formule di Tresca (eq. 3) e Von Mises (eq. 4) per questo tipo di caricamento, dove $\sigma_{\perp a}$ e la $\tau_{\parallel a}$ vengono riferite alla direzione della saldatura.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_{\perp a}^2 + 4\tau_{\parallel a}^2} \quad (3)$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_{\perp a}^2 + 3\tau_{\parallel a}^2} \quad (4)$$

Secondo le ultime raccomandazioni dell' *IIW (International Institute of Welding)* del 2010, riportate anche in [10], si provvede a confrontare le tensioni derivate dal caricamento multiassiale con un valore stabilito a seconda di caricamenti proporzionali oppure non proporzionali. Ciò permette una valutazione diretta del danneggiamento del materiale. Per fare questo, si utilizza l'equazione di Gough-Pollard (eq. 5). D_{MA} è il valore di danneggiamento multiassiale e vale 0.5 per caricamenti non pro-

porzionali per acciaio e alluminio duttile (per alluminio semiduttile $D_{MA}=1$) e 1.0 per carichi proporzionali per acciaio e alluminio.

$$\left(\frac{\Delta\sigma_{load}}{\Delta\sigma_{SN}(N)}\right)^{k_\sigma} + \left(\frac{\Delta\tau_{load}}{\Delta\tau_{SN}(N)}\right)^{k_\tau} \leq D_{MA} \quad (5)$$

Entrambi gli esponenti k_σ e k_τ valgono 2, i termini a numeratore sono i range tensionali dovuti al carico, mentre i termini a denominatore sono i valori di tensione che portano a rottura; tutti possono essere calcolati secondo una delle tre teorie: nominal, structural o notch.

L'Eurocodice 3, invece, distingue i seguenti casi:

1. Se il range di tensione tangenziale equivalente è minore del 15% rispetto al range di tensione normale equivalente o il danneggiamento totale relativo alle tangenziali è inferiore del 10% di quello legato alla tensione normale, la tensione tangenziale può essere trascurata.
2. Se tensione normale e tangenziale variano simultaneamente in fase oppure se il piano delle tensioni massime principale non varia significativamente ($< 20^\circ$) durante l'azione del carico, allora si può utilizzare il criterio del range della massima tensione principale.
3. Per carichi non proporzionali, il calcolo del danneggiamento viene fatto separando la somma delle tensioni tangenziali da quelle normali. I due risultati sono sommati assumendo 0.5 come valore limite della legge di Palmgren-Miner (equazione 2) oppure si considerano metà dei cicli calcolati a resistenza.

2.1.2 Determinazione delle classi di fatica FAT per varie tipologie di giunti

L'approccio nominal stress richiede l'utilizzo di curve S-N basate su una ben definita tensione nominale. Il risultato è la determinazione della resistenza a fatica del dettaglio saldato o di uno simile. Risulta necessaria la disponibilità di curve S-N per qualsiasi geometria e direzione di carico perché i concentratori della tensione (*stress concentration factors*) associati alle varie geometrie non influenzano la tensione nominale, ma sono considerati nelle curve S-N, poiché queste sono ottenute sperimentalmente. Perciò dovremmo avere una curva per tutte le geometrie ma ciò è impossibile nella pratica.

La procedura da adottare è quella di definire dei test in cui si considerano dei giunti con geometrie molto simili e con qualità di saldatura quasi uguale dal punto di vista del comportamento a fatica [7]. Si è arrivati così ad associare ai vari gruppi

le relative curve S-N le quali, secondo le raccomandazioni del *IIW*, sono identificate da una resistenza a fatica a $2 \cdot 10^6$ cicli, la così detta *FAT class*, espressa in N/mm^2 . Come detto in precedenza, sopra il ginocchio, che si trova a 10^7 cicli, le curve hanno una pendenza determinata dall'esponente $k = 3$ e da un k sotto il ginocchio ricavato dalla legge $2k - 1$, nel caso $k = 5$. Per gli acciai le curve dei giunti saldati sono limitate superiormente dalla curva FAT 160 con pendenza $k = 5$ prima del ginocchio, mentre per le leghe di alluminio sono limitate dalla curva FAT 71. Queste curve limite sono ottenute da test di provini privi di saldature come ad esempio piastre semplici.

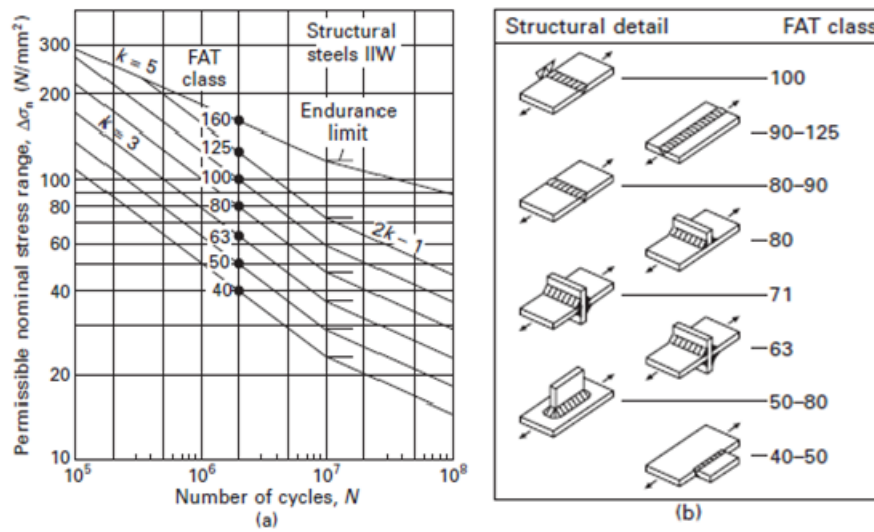


Figura 9: Classi FAT per acciai.

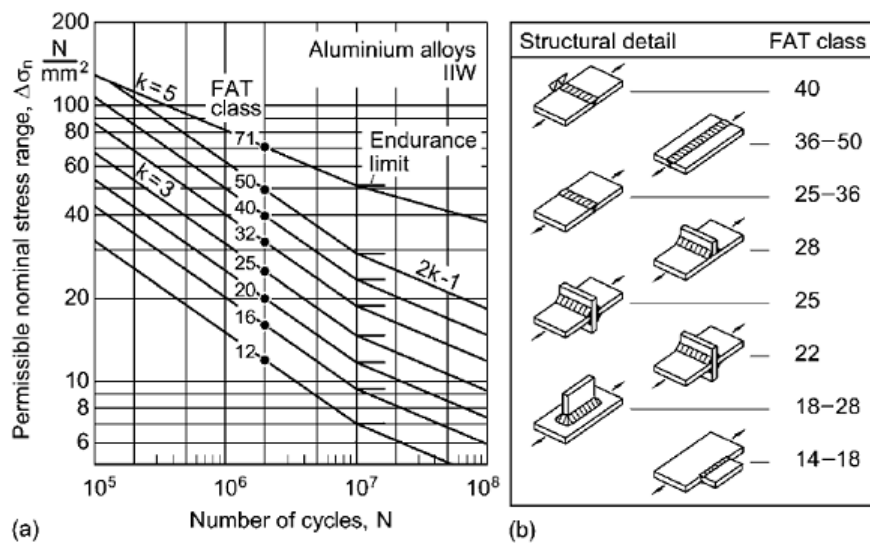


Figura 10: Classi FAT per leghe di alluminio.

Secondo le raccomandazioni riportate in [3], in entrambe le figure 9 e 10 (a) sono mostrate le curve di progettazione S-N per l'acciaio e per leghe di alluminio; nelle figure (b) si vedono i dettagli strutturali associati alle corrispettive classi FAT.

Curve S-N per l'acciaio e l'alluminio, sia in caso di sforzi normali che tangenziali, e tabelle di classificazione dei particolari saldati, sono riportate in [3]. Il ginocchio di queste curve è individuabile a 10^7 cicli sia per saldature di acciaio che di alluminio in caso di tensioni normali, mentre a 10^8 in caso di tensioni tangenziali sempre per entrambi i materiali.

Nell'Eurocodice 3 (norma europea *ENV 1993*) si ha un primo cambio di pendenza da $k = 3$ a $k = 5$ a $5 \cdot 10^6$ cicli e il ginocchio, oltre il quale la curva diventa orizzontale, si trova a 10^8 cicli. Inoltre viene fornita l'equazione della curva S-N:

$$\log N = \log a - m \log \Delta\sigma_R$$

Dove $\Delta\sigma_R$ è la resistenza a fatica, N è il numero di cicli di tensione, m corrisponde alla pendenza k menzionata finora e $\log a$ è una costante ritrovabile nell'Eurocodice che dipende dalla curva di riferimento. Una formula analoga viene riportata anche in [2].

Questa normativa porta, a parità di tensione, ad ottenere una resistenza in termini di cicli maggiore e quindi a considerazioni a sfavore di sicurezza.

Siccome le curve S-N sono ottenute da dati sperimentali esse includono gli effetti di:

- concentrazione di tensione legate al particolare tabulato;
- concentrazione di tensione locale legata alla geometria della saldatura;
- imperfezioni di fabbricazione della saldatura;
- direzioni di tensione;
- tensioni residue legate alle temperature raggiunte durante la saldatura;
- condizioni metallurgiche del giunto;
- processo di saldatura, se non diversamente specificato si intende una saldatura per fusione eseguita secondo standard comunemente accettati, senza operazioni successive;
- trattamenti post saldatura nel caso in cui siano specificate;
- ispezione della saldatura, se richiesta tramite la sigla NDT, per assicurarsi che non ci siano imperfezioni microstrutturali.

Nel caso di condizioni diverse da quelle standard esistono fattori, trattati nella sezione 3, che tengono in considerazione tali differenze e permettono di rientrare nelle casistiche coperte dai componenti tabulati.

Tralasciando le eventuali rotture derivate da difetti insoliti, nelle tabelle i dettagli saldati si riferiscono ai seguenti metodi di frattura:

- cricca che parte dal piede della saldatura e si propaga lungo lo spessore della piastra di base;
- rottura che inizia dalla radice della saldatura e si propaga lungo la gola di saldatura;
- crack che si forma sulla superficie della saldatura e si propaga lungo essa.

Nel caso in cui più tipologie di frattura siano possibili, come nei giunti a croce, occorre valutare entrambi i metodi di frattura.

2.2 Structural stress approach

Come già accennato la *structural stress* è quella tensione che considera, oltre agli effetti macrogeometrici del giunto, anche la discontinuità strutturale introdotta dalla giunzione di parti separate, curandosi allo stesso tempo di non considerare la componente non lineare della tensione introdotta dalla saldatura. Oltre al termine “*structural*”, in alcuni manuali, si utilizzano come sinonimi i termini *geometrical stress* e *hot spot stress*.

Questa tensione è solitamente maggiore della tensione nominale in quanto include anche gli effetti della discontinuità del giunto. Tale approccio viene consigliato nei casi in cui il componente da analizzare non rientri fra quelli tabulati per l’approccio nominal oppure quando la tensione nominale risulta di difficile calcolo.

Questo metodo, come detto, parte dall’idea di escludere il picco non lineare dovuto alla saldatura stessa, in quanto un progettista non è in grado di conoscere a priori la geometria della saldatura e neanche dopo che essa è stata realizzata ne si conosce la forma precisa, visti i complicati fenomeni che possono modificarla e di conseguenza l’intaglio che essa introduce.

Secondo [5] il metodo è applicabile quando si verificano le seguenti condizioni:

- i carichi principali sono trasversali al cordone di saldatura o al termine di una saldatura discontinua longitudinale (per longitudinale si intende parallela al carico);
- ci si aspetta che il crack cominci dal piede della saldatura o al termine di una saldatura longitudinale;
- Le piastre che interessano il giunto saldato hanno almeno spessore di 4 mm.

Occorre precisare che il secondo punto è spesso verificato in quanto la tendenza è quella di progettare i componenti saldati in modo che un’eventuale cricca cominci dal piede della saldatura. Questo punto è di facile visibilità per cui, al contrario dei crack alla radice della saldatura, si possono effettuare più facilmente la riparazione o la sostituzioni del giunto. Per questo motivo si richiede il calcolo della cosiddetta tensione strutturale che è la tensione calcolata in questo particolare punto, detto *hot spot*.

In generale si considerano due tipi di punti in cui è applicabile l’approccio *structural stress*, ovvero due tipi di “hot spot”. Questi vengono classificati sia da Niemi che da Hobbacher come *type a)* e *type b)*, illustrati nel figura 11. A seconda del tipo considerato variano le formule da utilizzare.

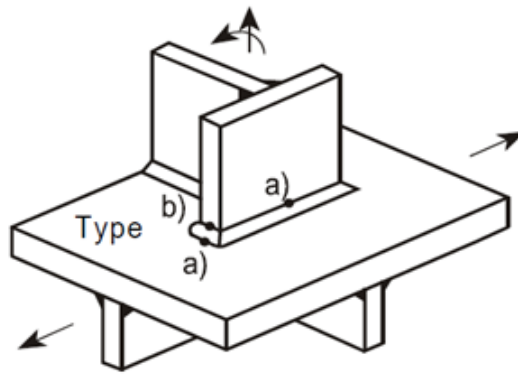


Figura 11: Tipi di hot spot.

Siccome la tensione di hot spot deve essere perpendicolare al cordone di saldatura, viene meglio definita da Hobbacher e Niemi come la tensione principale di intensità maggiore nel piede di saldatura σ_1 , se la direzione di quest'ultima è compresa fra $\pm 60^\circ$ rispetto alla normale alla saldatura fig.12.a), oppure, nel caso in cui la tensione principale maggiore esca da questo intervallo, si prende la componente delle tensioni normale alla saldatura fig.12.b). In alternativa al secondo caso, si può considerare la tensione principale minore σ_2 , quando il suo range supera quello della tensione perpendicolare al cordone.

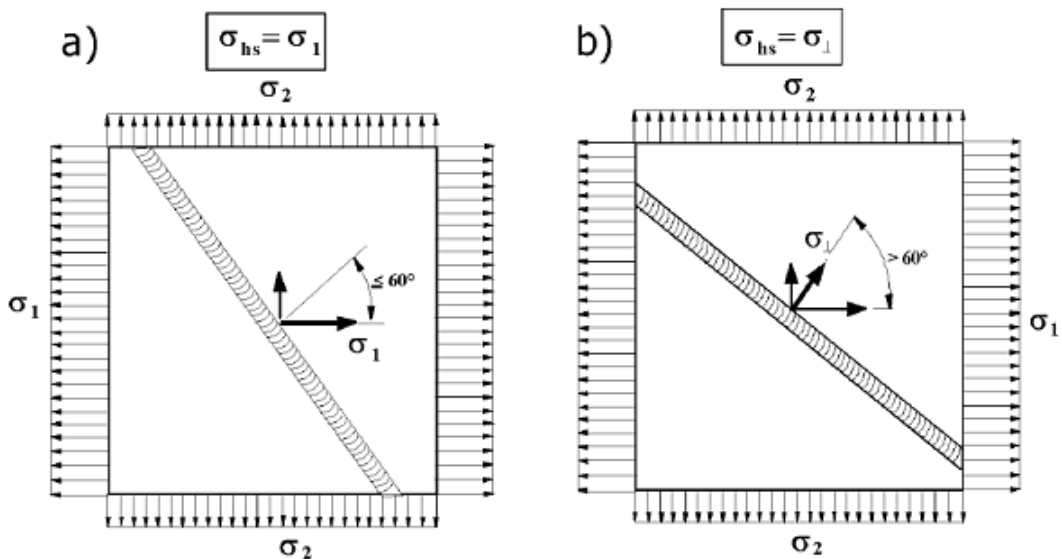


Figura 12: Definizione della tensione di hot spot.

Nel caso a), se la tensione principale secondaria σ_2 assume valore significativi, si provvede ad analizzarla attraverso l'apposito approccio nominal stress per tensioni

parallele alla saldatura. In casi dubbi, specialmente quando le tensioni cambiano di direzione nel tempo, occorre inserire un fattore di sicurezza parziale relativo ai carichi γ_F (sezione 4) maggiorato.

La determinazione della tensione di hot spot viene effettuata attraverso misurazione tramite estensimetri su giunti reali o prototipi oppure grazie ad analisi FEM. Nel primo caso, visto che testiamo un giunto reale, gli effetti di eventuali disallineamenti sono già tenuti in considerazione, mentre quando si analizza tramite il metodo degli elementi finiti occorre introdurre un fattore moltiplicativo nel caso in cui il valore del disallineamento ecceda quello incluso nelle curve S-N. Si vedrà infatti, nel capitolo 3, il relativo coefficiente K_m .

La calcolazione, vista la complicata geometria del giunto, non può avvenire tramite metodi analitici. Per questo si ricorre a formule parametriche sperimentali oppure ad analisi agli elementi finiti. Servendosi delle formule parametriche bisogna partire dalla conoscenza della tensione nominale. Questa, per ottenere la tensione di hot spot, va moltiplicata per un fattore K_s , che prende il nome di fattore di concentrazione delle tensioni dovuto alla discontinuità strutturale. Queste formule vengono largamente usate per i giunti di sezioni cave come i tubi. I fattori K_s vengono ricercati tramite analisi agli elementi finiti di giunti standard e sono tabulati in funzione del tipo di giunto e del campo applicativo.

Per l'ottenimento della tensione di hot spot la formula parametrica usata è la seguente, dove il primo termine riguarda i carichi assiali e il secondo termine quelli flessionali. Inoltre il termine $\sigma_{nom,m}$ individua la tensione nominale modificata, ovvero quella calcolata tenendo in considerazione gli effetti macrogeometrici.

$$\sigma_{h,s} = K_{s,m} \cdot \sigma_{nom,m} + K_{s,b} \cdot \sigma_{nom,b}$$

Tale calcolo è utile ed efficace quando si vuole valutare la *structural stress* nel caso di giunti per cui sia semplice il calcolo della *nominal stress*.

In [6] viene proposto di calcolare la tensione strutturale come la somma delle tensioni assiale e flettente nella piastra oppure sulla superficie del giunto. Per ottenere la tensione in questo modo si utilizza la tensione linearizzata nella direzione dello spessore. Questo approccio è possibile solo numericamente per via dell'impossibilità di posizionare estensimetri all'interno del materiale. La tensione risultante coincide con la tensione calcolata in figura ma ci sono piccole deviazioni a seconda della procedura di estrapolazione.

2.2.1 Misurazione della tensione di hot spot

La misurazione della *structural stress* avviene tramite l'applicazione di estensimetri su un giunto reale oppure su un prototipo. Si utilizzano due o tre estensimetri a seconda che sia richiesta un'interpolazione lineare oppure quadratica. La prima si usa per carichi prevalentemente assiali e nei giunti tubolari, la seconda, invece, è da preferirsi nei casi di rapidi incrementi di tensione in prossimità della saldatura che spesso si verificano per importanti carichi flessionali [3].

Secondo [4] l'interpolazione quadratica viene usata anche per attacchi di bordo, ovvero per hot spot *type b*). In questi giunti lo spessore non influenza la distribuzione tensionale, quindi non determina la distanza a cui posizionare gli estensimetri. Viene infatti consigliato di rilevare le tensioni alle distanze di 4mm, 8mm e 12mm dal piede di saldatura.

Per l'estrapolazione il primo estensimetro deve essere disposto in modo tale da non essere influenzato dal picco non lineare della tensione dovuto alla saldatura e quindi in un punto in cui si considera svanito l'effetto dell'incremento tensionale. Per questo motivo [4] consiglia di posizionare il primo estensimetro ad una distanza di $0.3t/0.4t$ misurata dal centro dell'estensimetro fino all'hot spot, dove t è lo spessore della piastra. Gli altri rimanenti estensimetri vengono posti a distanze maggiori. La tensione nel punto di hot spot viene ottenuta tramite interpolazione dei valori misurati tramite gli estensimetri, convertendo i valori di deformazione in tensioni tramite la legge di Hooke, visto che nella teoria si considera un materiale elastico lineare. Questo procedimento viene illustrato in figura 13.

L'individuazione dell'hot spot lungo il cordone di saldatura viene effettuata tramite:

- misurazioni in diversi punti;
- indagine preliminare tramite 'lacca fragile', ovvero si utilizza una speciale vernice che si frattura quando la deformazione supera un certo valore limite;
- analisi FEM;
- esperienza su componenti simili rotti;
- indagine fotoelastica;
- indagine termoelastica.

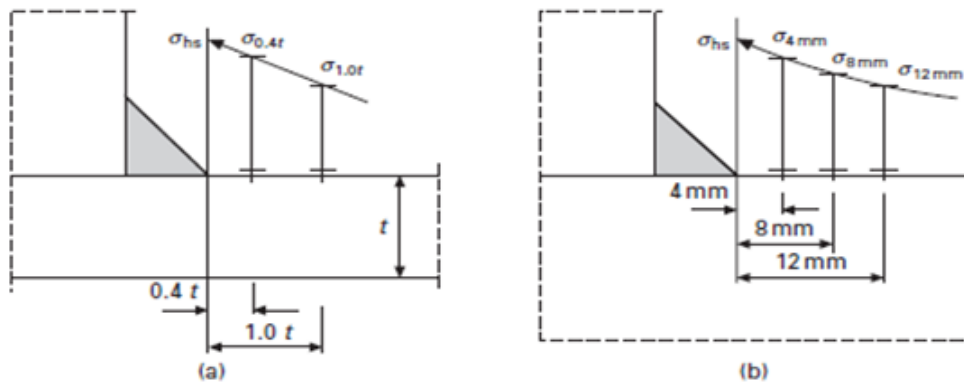


Figura 13: Determinazione della tensione di hot spot tramite estrapolazione superficiale con estensimetri: (a)lineare e (b)quadratica.

Una volta individuato l'hot spot, gli estensimetri sono posti in funzione del tipo di caricamento. Nel caso di caricamento uniassiale si usa un estensimetro a un solo elemento. Nei casi biassiali, invece, se sono note le direzioni principali di tensione si dispongono estensimetri ad elementi a T lungo tali direzioni (figura 14), altrimenti si usano gli estensimetri a tre elementi (figura 15).

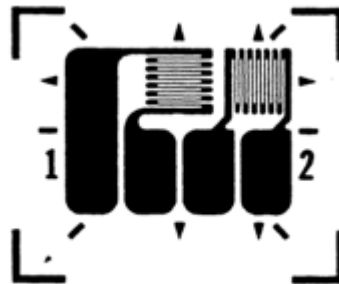


Figura 14: Estensimetro a T.

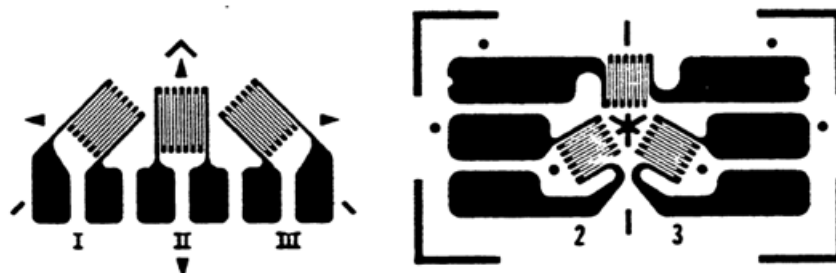


Figura 15: Estensimetro a tre elementi.

A seconda del tipo di hot spot si utilizzano diverse formule per estrapolare le deformazioni e successivamente le tensioni al piede della saldatura. Per il tipo di

hot spot a) le tensioni e il loro gradiente dipendono dallo spessore della lastra, inoltre viene usata spesso un'interpolazione lineare salvo i casi in cui il componente è sensibilmente irrigidito con conseguente incremento non lineare delle tensioni (ad esempio una flangia in una trave), per il quale è richiesta interpolazione quadratica.

Per effettuare l'interpolazione lineare si dispongono gli estensimetri, che non devono essere più lunghi di $0.2t$, con il proprio centro a distanza di $0.4t$ e $1.0t$ dal piede di saldatura. Se ciò non fosse possibile a causa dello spessore troppo sottile della piastra, si dispone il primo estensimetro con distanza di $0.3t$ misurata dal proprio bordo al piede della saldatura e il secondo a una distanza inferiore a $1.5t$ misurata dal centro del secondo al bordo del primo. Nel caso invece di interpolazione quadratica le distanze, prese dai centri dei sensori rispetto al piede di saldatura, sono $0.4t$, $0.9t$, $1.4t$. I differenti modi di estrapolazione sopra descritti sono riassunti in figura 16.

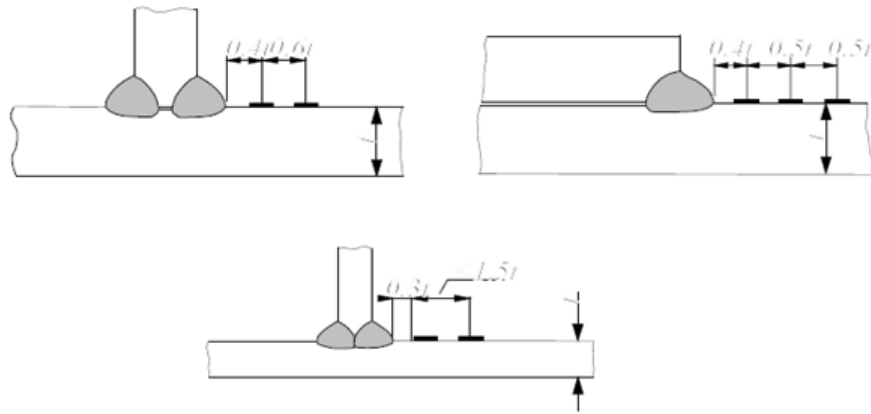


Figura 16: Estrapolazioni lineare e quadratica.

Le formule di interpolazione per ottenere i valori delle deformazioni all'hot spot di tipo a) sono, in caso venga effettuata l'interpolazione lineare

$$\varepsilon_{hs} = 1.67\varepsilon_{0.4t} - 0.67\varepsilon_{1.0t}$$

mentre per l'interpolazione quadratica

$$\varepsilon_{hs} = 2.52\varepsilon_{0.4t} - 2.24\varepsilon_{0.9t} + 0.72\varepsilon_{1.4t}$$

Per quanto riguarda il tipo b), la distribuzione tensionale non dipende dallo spessore della piastra e quindi le distanze alle quali disporre gli estensimetri non presentano il termine t . Come già detto si usa l'extrapolazione quadratica con estensimetri posti alla distanza, calcolata dai centri di essi, di 4mm, 8mm e 12mm.

$$\varepsilon_{hs} = 3\varepsilon_{4mm} - 3\varepsilon_{8mm} + \varepsilon_{12mm} \quad (6)$$

Nel caso di caricamento uniassiale, la tensione di hot spot si ottiene semplicemente dalla legge di Hooke

$$\sigma_{hs} = E \cdot \varepsilon_{hs}$$

Nel caso di carichi biassiali, assumendo che la tensione principale sia perpendicolare alla saldatura e una volta calcolato il rapporto tra deformazione longitudinale e trasversale $\varepsilon_y/\varepsilon_x$ tramite estensimetri oppure servendosi di un'analisi agli elementi finiti FEM, la tensione di hot spot si calcola come

$$\sigma_{hs} = E \cdot \sigma_x \frac{1 + \nu \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x}}{1 + \nu^2}$$

Dove ε_x è la deformazione all'hot spot lungo la direzione perpendicolare alla saldatura mentre ε_y è la deformazione all'hot spot lungo la direzione parallela alla saldatura. Spesso si applica direttamente questa formula piuttosto che fare complicati calcoli in merito alle tensioni principali [4].

Chiaramente, per arrivare a definire un range tensionale utilizzando le formule soprascritte, occorrerà definire un intervallo di deformazioni ottenute nei casi di caricamento limite.

Questo metodo estrapolativo, tuttavia, è approssimativo e talvolta sottostima le tensioni. Nel caso in cui la misurazione tramite estensimetri venga usata per tracciare le curve S-N di un giunto, questo difetto porterà a risultati a favore di sicurezza in quanto le tensioni alla rottura di un giunto risulteranno inferiori a quelle reali. D'altro canto, però, sottostimare le tensioni in fase di progetto non è conservativo. Risulta facilmente intuibile che l'utilizzo dell'estrapolazione sia per ottenere le curve di resistenza a fatica sia in fase di calcolo porta all'eliminazione di tale errore nella valutazione delle tensioni [4]. Una possibile causa di quest'errore è il fatto che gli estensimetri vengono posizionati alle stesse distanze per tutti i tipi di giunto.

Uno svantaggio di questo metodo è dovuto al fatto che si utilizza solo la tensione superficiale legata alle tensioni membranale e flessionale ma non si tiene conto della loro distribuzione lungo lo spessore della piastra e del loro ruolo nell'avanzare della cricca.

Un tipico esempio, che richiede l'utilizzo dello structural stress approach per via della geometria complicata è quello dei giunti saldati tubolari. Questi giunti hanno così tante possibili configurazioni geometriche e differenti modalità con cui

sono caricati che la vita a fatica calcolata utilizzando il nominal stress approach sarebbe troppo differente da quella reale. In questo caso le distanze a cui applicare gli estensimetri sono differenti a seconda delle trattazioni riportate dai diversi autori. Lo schema in figura 17, con la relativa tabella (fig.18), ne riporta un chiaro esempio. Da notare che la distanza ricercata è sempre dipendente, oltre che dagli spessori T e t dei vari tubi saldati (*chord* e *brace*), anche dai raggi R e r .

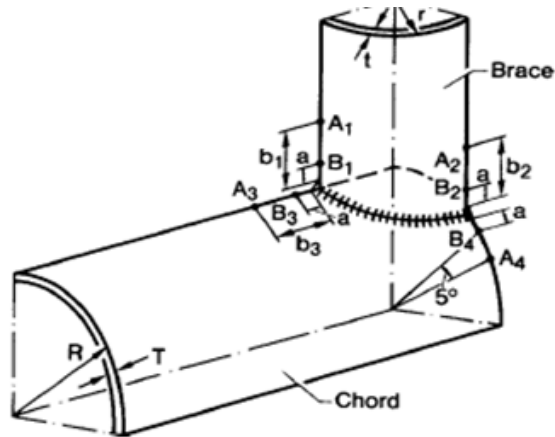


Figura 17: Schema giunto tubolare saldato.

Reference	a	b_1, b_2	b_3
Dijkstra, de Back	$0.2\sqrt{rt}$	$0.65\sqrt{rt}$	$0.5\sqrt{RT}$
Gurney, van Delft	$0.4t$	$0.65\sqrt{rt}$	$0.4\sqrt{rtRT}$
AWS, API	$0.1\sqrt{rt}$	—	—
DEn, ECSC, CIDECT	$0.4t$	$1.0t$	$1.0T$

Figura 18: Tabella giunti tubolari saldati.

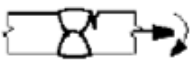
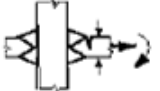

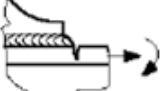

Un'ampia trattazione dei giunti tubolari a sezione circolare (*CHS*) e quadrata (*RHS*) sottoposti a carichi affaticanti è sviluppata in [9]. In quest'opera si effettua un'analisi dettagliata di varie tipologie di giunti, sia uniplanari che multiplanari, sottoposti a varie condizioni di carico. Successivamente vengono forniti tutti gli strumenti necessari al calcolo dei fattori di concentrazione delle tensioni *SCF* (*stress concentration factors*) e della tensione di hot spot in funzione di parametri geometrici, come il rapporto tra i diametri o le larghezze chiamato β o il rapporto tra spessori τ .

2.2.2 Valutazione della resistenza a fatica

Le valutazioni di resistenza a fatica nell'approccio structural stress si basano sempre sulle curve S-N. I metodi per "entrare" nelle curve di resistenza sono due: il primo si basa su giunti tabulati appositamente per il metodo hot spot, mentre il secondo si riferisce alle stesse tabelle utilizzate per il metodo nominal.

Le tabelle relative al metodo hot spot si trovano in [3] e sono riportate di seguito (fig.19). Esse forniscono il valore della classe di fatica FAT di un giunto in funzione del tipo (di testa, d'angolo, sovrapposto, ecc) e del materiale (acciaio o alluminio). Tali valori sono da considerarsi per saldature effettuate in condizioni standard, senza processi di miglioramento post saldatura, salvo diverse indicazioni. [10], in accordo con l'*IIW*, individua solamente le classi FAT 100 e FAT 90 per l'acciaio, a seconda che il particolare considerato sia, rispettivamente, totalmente penetrato dalla saldatura e di tipo *not fully load carrying* (caricato su una sola piastra) oppure non completamente penetrato e di tipo *load carrying* (caricato su entrambe le piastre). Con la stessa distinzione, per l'alluminio sono individuate le classi FAT 40 e FAT 36.

Table (3.3)-1: Fatigue resistance against structural hot spot stress

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
3		Non load-carrying fillet welds	Transverse non-load carrying attachment, not thicker than main plate, as welded	100	40
4		Bracket ends, ends of longitudinal stiffeners	Fillet welds welded around or not, as welded	100	40
5		Cover plate ends and similar joints	As welded	100	40



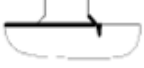

No.	Structural detail	Description	Requirements	FAT Steel	FAT Alu.
6		Cruciform joints with load-carrying fillet welds	Fillet welds, as welded	90	36
7		Lap joint with load carrying fillet welds	Fillet welds, as welded	90	36
8	$L \leq 100$ mm 	Type "b" joint with short attachment	Fillet or full penetration weld, as welded	100	40
9	$L \geq 100$ mm 	Type "b" joint with long attachment	Fillet or full penetration weld, as welded	90	36

Figura 19: Tabelle per individuare la classe FAT con l'approccio hot spot.

Il secondo metodo prevede la scelta di un dettaglio di riferimento riportato nelle tabelle della *nominal stress* e la definizione della classe FAT secondo le regole qui sotto indicate:

- Scegliere un dettaglio tabulato di resistenza a fatica nota che sia il più possibile simile in geometria e tipo di caricamento al dettaglio da analizzare.
- Identificare la tipologia di tensione che esprime la resistenza a fatica di tale dettaglio; spesso è la tensione nominale stessa.
- Generare modelli FEM per il giunto da analizzare e quello di riferimento, realizzando la stessa tipologia di mesh.
- Caricare i 2 modelli con gli stessi carichi, in modo da ottenere un determinato valore della tensione individuata al secondo punto del procedimento.
- Determinare le *structural stress* nei due differenti modelli.
- Valutare la classe di fatica FAT del componente da analizzare secondo la formula riportata sotto, dove σ_{geo} indica la tensione *geometrical* (sinonimo di *structural*).

$$FAT_{asses} = \frac{\sigma_{geo,ref}}{\sigma_{geo,asses}} \cdot FAT_{ref}$$

Questo metodo viene consigliato in [3] in particolare per giunti in alluminio poiché per questi non sono disponibili dati a sufficienza in merito alla resistenza a fatica valutata tramite hot spot.

Poiché in entrambi i casi si entra in curve ottenute sperimentalmente, si considerano già incluse le tensioni residue e i disallineamenti fino a una determinata entità. Quindi, l'analisi delle tensioni durante la progettazione solitamente considera strutture perfette senza disallineamenti tra i campioni. Per esempio, effetti pronunciati di disallineamenti devono essere considerati nello stress strutturale nelle *plate type structures*, ciò è in primo luogo necessario per i giunti di testa e per i *fillet welded cruciform joints* a causa dei frequenti disallineamenti assiali. Se non è possibile riferirsi a dati dettagliati, le raccomandazioni dell'*IIW* suggeriscono di moltiplicare la tensione assiale al piede del cordone con fattori dati che considerano l'effetto del disallineamento in un intervallo fino al 15% dello spessore della lastra.

È possibile dare un piccolo “bonus” di resistenza attraverso un apposito coefficiente nei casi in cui venga effettuata la ricottura del giunto, oppure quando si conosce in modo certo che le tensioni residue presenti sono inferiori alla norma.

L'Eurocodice 3 fornisce solamente le seguenti indicazioni per la valutazione della resistenza a fatica:

- Per giunti di testa a completa penetrazione si usa la classe FAT 90 delle curve S-N dell'approccio nominal, nel caso siano rispettati i criteri relativi sia ai

profili dei giunti sia ai difetti di saldatura, mentre si utilizza la classe FAT 71 delle stesse curve quando vengono soddisfatti solo i criteri relativi ai difetti di saldatura.

- Per giunti di testa a parziale penetrazione o giunti d'angolo si usa la classe FAT 36 delle curve per l'approccio nominal oppure risultati derivanti da prove adeguate.

Bisogna osservare che, al contrario dell'approccio nominal in cui sono disponibili informazioni solamente in merito alle tensioni, nel metodo hot spot abbiamo dati relativi sia a deformazioni che a tensioni grazie agli estensimetri. Ciò ci consente di utilizzare una sola curva S-N per più giunti visto che andiamo a misurare una deformazione al piede di saldatura, la quale terrà già conto delle discontinuità strutturali introdotte dai giunti. In conclusione si può dire che gli effetti della geometria sono già contenuti nella tensione di hot spot a causa del modo in cui si misura la tensione stessa. Per quanto concerne la tensione nominale, invece, sono necessarie più curve perché tale tensione viene "amplificata" in modo diverso da ciascun tipo di discontinuità.

Il problema principale dell'approccio *structural stress* è l'elevata sensibilità alla meshatura nel diffuso caso dell'analisi tramite il metodo degli elementi finiti. La ricerca, infatti, si sta spingendo nella direzione di trovare metodi per la calcolare la *structural stress* che siano insensibili alla finezza della meshatura. Due modelli innovativi sono quello di Dong (2001) e quello di Xiao e Yamada (2004).

Il metodo di Dong prevede la linearizzazione della tensione lungo lo spessore delle piastre in prossimità del piede della saldatura, ad una distanza δ . Basandosi su equazioni di equilibrio di forze e momenti fra le 2 sezioni trasversali indicate in figura 20 si provvede poi alla determinazione della tensione di hot spot.

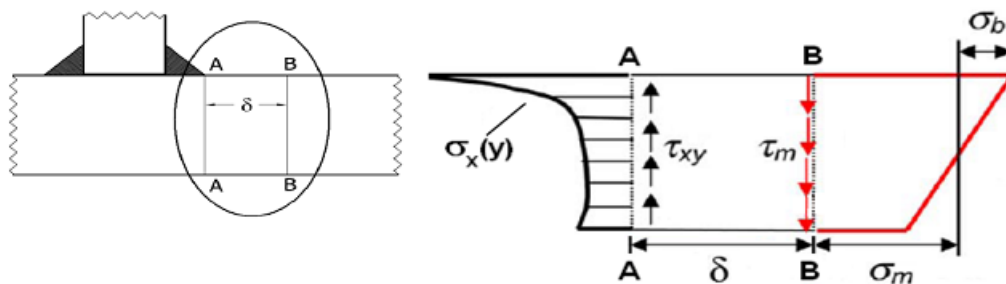


Figura 20: Illustrazione dell'approccio proposto da Dong.

Questo approccio è possibile solamente attraverso l'utilizzo di analisi FEM e definisce una structural stress pari alla somma delle componenti membranale e fles-

sionale della tensione. L'indipendenza dalla meshatura è stata dimostrata solamente per alcuni giunti semplici e nel caso in cui vengano utilizzati elementi bidimensionali. L'utilizzo di elementi tridimensionali comporta una sensibilità alla mesh più alta rispetto all'applicazione del metodo tradizionale.

Lo svantaggio principale di questo approccio è che la tensione strutturale di fronte a saldature d'angolo (*fillet welds*) non tiene conto del carico sopportato dalle saldature, cioè rimane la stessa sia per giunti caricati da entrambi i lati saldati (*full load carrying welds*) che per i giunti caricati da un solo lato saldato (*non-load carrying welds*). Questo è illustrato in [6] in cui si vede che la tensione strutturale, determinata per esempio da una linearizzazione attraverso lo spessore, corrisponde generalmente alla tensione nominale. Vista la non chiara definizione di alcuni parametri necessari all'applicazione della teoria, come la distanza δ , se ne sconsiglia l'uso.

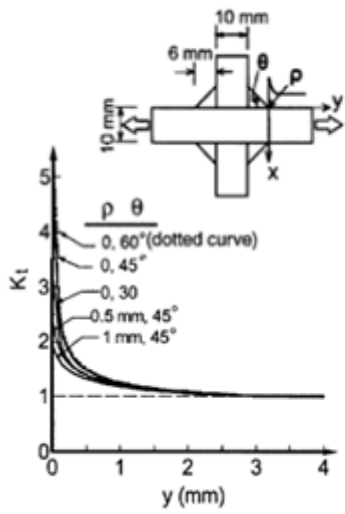
Il metodo di Xiao e Yamada, invece, prevede il calcolo della tensione al piede di saldatura ad 1 mm sotto la superficie e nella direzione prevista della propagazione della cricca. Si considera tale valore rappresentativo dello stato tensionale poiché è stato dimostrato che è indipendente al variare della geometria della saldatura per un dettaglio di riferimento, cioè un giunto cruciforme di 10mm di spessore e di tipologia *non-carrying fillet welds*, come mostrano i risultati in figura 21. Le figure (a) mostrano la tensione di hot spot ottenuta tramite linearizzazione lungo lo spessore della piastra saldata, mentre le figure (b) la tensione strutturale posizionata ad 1mm sotto al piede della saldatura. Si noti come questi valori siano simili.

L'analisi della propagazione della cricca ha mostrato che la tensione in questa posizione è correlata con la fase di propagazione *short-crack*, cioè quella che determina in maniera prevalente la vita a fatica. Tale considerazione è stata verificata sia per i *non load carrying fillet weld* che per i *load carrying fillet weld*. Questo metodo, inoltre, considera automaticamente l'effetto dello spessore quindi non occorre moltiplicare la tensione per il coefficiente $f(t)$.

Per applicare questa teoria si utilizza il metodo degli elementi finiti, dove per leggere il valore della tensione bisogna servirsi di elementi di dimensioni non maggiori del millimetro. Questo approccio necessita l'utilizzo di elementi del primo ordine (senza nodi mediani) perché i nodi di mezzo degli elementi del secondo ordine riducono la tensione al bordo inferiore dell'elemento di intaglio, in modo non coerente con i risultati.

Entrambi i metodi rimangono comunque applicabili solo quando ci si aspetta che il crack cominci dal piede della saldatura.

a. Along the surface



b. Along the thickness

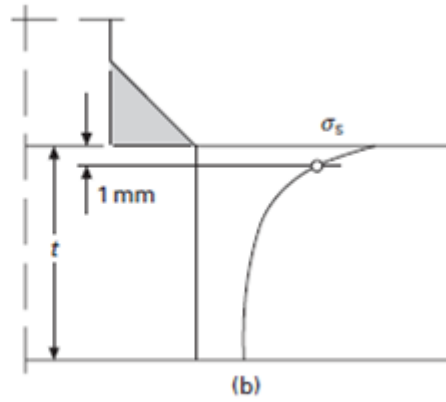
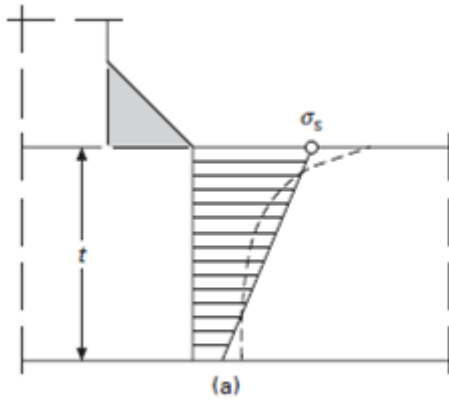
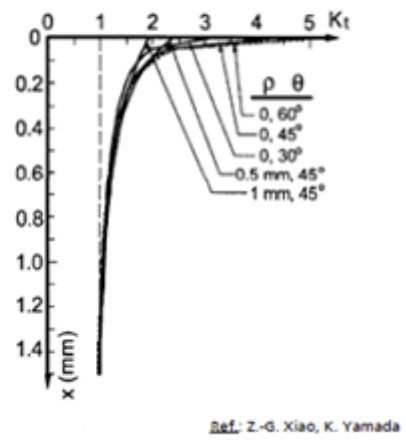


Figura 21: Illustrazione del metodo proposto da Xiao e Yamada.

2.3 Notch stress approach

Con il notch stress approach vengono considerate sia la geometria reale della saldatura sia la concentrazione tensionale non lineare dovuta all'intaglio. Tra le teorie presentate fin ora risulta essere quella che più si avvicina alla realtà, ma anche quella che richiede maggiori calcoli e specifiche tecniche. L'utilizzo di questo metodo è ristretto ai giunti per i quali ci si aspetta che la rottura parta dal piede di saldatura o dal cordone di saldatura. I risultati riportati in letteratura sono relativi a esperimenti eseguiti su giunti considerati privi di difetti microstrutturali e senza considerare eventuali rotture dovute alla rugosità superficiale. [3] sostiene inoltre che questo metodo non è applicabile se è presente una considerevole tensione parallela alla saldatura.

La tensione che deve essere calcolata, chiamata *notch stress*, è definita come la tensione totale presente localmente alla radice dell'intaglio, che nel nostro caso è dovuto alla saldatura. È ottenuta moltiplicando la tensione nominale per un fattore di concentrazione legato all'intaglio, considerando sempre il comportamento del materiale come elastico lineare. Per questi motivi è assimilabile a una tensione teorica.

La presenza dell'intaglio determina un picco di tensione non lineare che, come già visto, si estingue a $0.3/0.4t$ dalla saldatura. Generalmente i picchi non lineari presentano il proprio massimo in superficie: per questo motivo eventuali cricche superficiali sono più pericolose di altre sottosuperficiali, visto che queste ultime sono investite da una tensione inferiore.

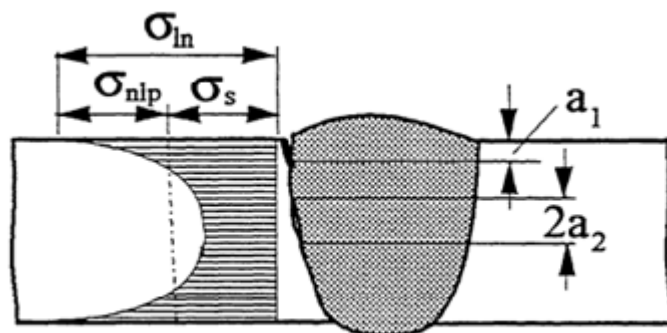


Figura 22: Picco di tensione superficiale in corrispondenza dell'intaglio della saldatura.

In figura 22 si noti come la saldatura, introducendo il picco non lineare σ_{nlp} , rende più pericolosa una cricca superficiale lunga a_1 rispetto una cricca nascosta di

dimensione $2a_2$. Va osservato come l'intaglio del cordone modifica solamente la componente non lineare della tensione, lasciando inalterate le componenti membranale e flessionale.

Il problema principale dell'approccio tramite questo tipo di tensione è la natura discontinua e quasi casuale della geometria della saldatura. Di conseguenza il fattore di effetto intaglio introdotto cambia lungo il cordone. Per ovviare a questi problemi si può sostituire la geometria reale con una idealizzata.

La teoria più accreditata per la creazione di questa geometria ideale è stata proposta da Neuber e sviluppata in seguito da Radaaj (1990). Essa si basa sull'introduzione di un raggio fittizio ρ_f chiamato anche raggio di riferimento r_{ref} .

La figura 23 mostra le circonferenze determinate dal raggio di intaglio di riferimento r_{ref} per i piedi e per le radici di saldatura in un giunto a croce e in un giunto di testa. L'approccio alla fatica che si ottiene modellando in questo modo i punti critici viene chiamato *effective notch stress approach*, ed è incluso nelle raccomandazioni di progettazione a fatica del *IIW* [3].

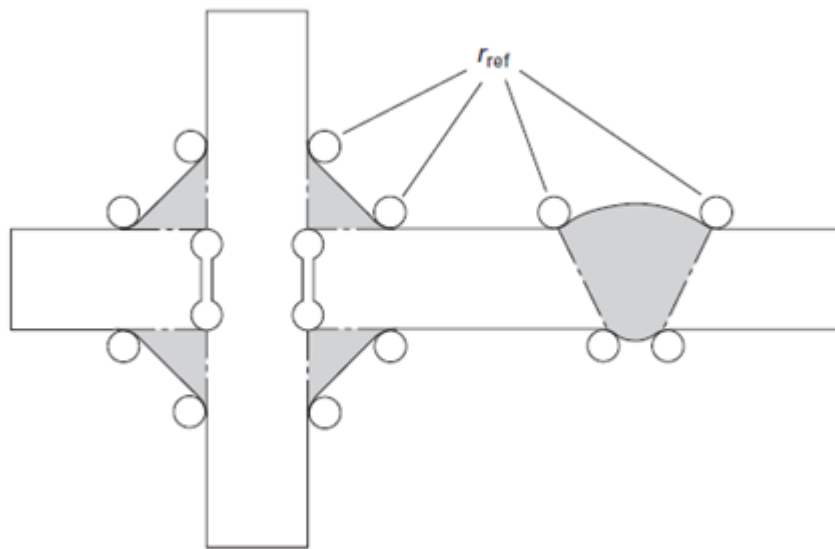


Figura 23: Geometria idealizzata di un giunto a croce ottenuta ponendo i raggi di riferimento al piede e alla radice della saldatura.

Il raggio fittizio si calcola secondo la formula:

$$\rho_f = \rho + s\rho^*$$

dove ρ_f è il raggio fittizio introdotto, ρ è il raggio reale, ρ^* è la costante legata alla lunghezza del supporto micro strutturale e s è un coefficiente che dipende dalla

multiassilità del carico e dal materiale. Per l'acciaio, Von Mises ha proposto il valore di ρ^* pari a 0.4mm e di $s = 2.5$. Questi valori portano ad avere nella situazione di intaglio più critico, corrispondente al valore di $\rho = 0mm$, un $\rho_f = 1mm$ (esempio in figura 24). Nel caso in cui il raggio dell'intaglio sia noto, ad esempio perché abbiamo effettuato una lavorazione post-saldatura, si può utilizzare un raggio fittizio ρ_f pari al raggio ottenuto.

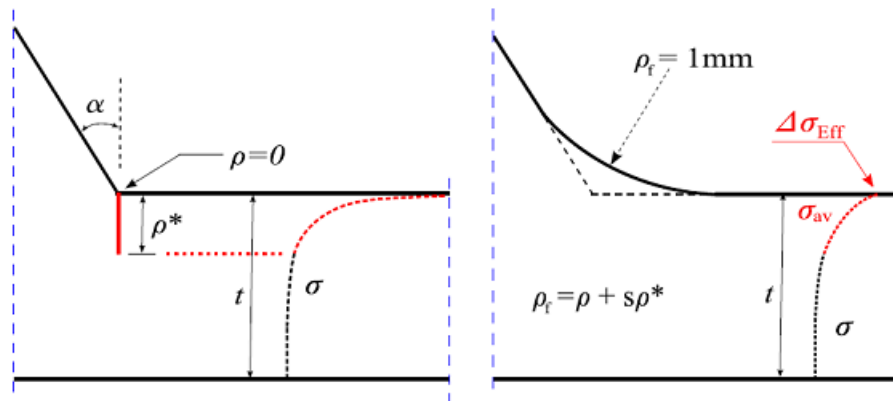


Figura 24: Illustrazione dell'applicazione della teoria di Neuber su un giunto saldato con indicazione della lunghezza del supporto micro strutturale ρ^* .

Tale teoria, valida per lastre di spessore superiore a 5mm, è stata confermata da risultati sperimentali su numerosi tipi di giunto. Per lastre di spessore inferiore a 5mm, Zhang e Sonsino propongono l'adozione di un raggio fittizio pari a 0.05mm. Ciò determina un aumento sia della notch stress che della classe FAT di resistenza del componente con la quale confrontare le tensioni. Nel caso si debba analizzare un giunto che coinvolge piastre di spessore di 5mm, occorre prendere un raggio fittizio in funzione del punto in cui ci si aspetta che si formi il crack. Per punti critici al piede di saldatura si prende un raggio fittizio pari a 1mm, in quanto non si altera lo spessore della piastra ma si va a raccordare il cordone di saldatura alla piastra stessa. Invece, se si deve investigare una potenziale rottura alla radice di saldatura si utilizza il valore 0.05mm, in quanto un raggio di raccordo di 1mm porterebbe ad eliminare materiale, riducendo lo spessore del 20%, falsando la geometria del componente.

Il supporto micro strutturale ρ^* viene introdotto perché la teoria di Neuber si fonda sul fatto che il comportamento a fatica non è determinato tanto dall'entità del picco tensionale quanto dagli effetti che si hanno sulla struttura del materiale. I grani di cui questo è costituito determinano un'irregolarità della microstruttura per cui le tensioni del carico affaticante possono plasticizzare localmente il materiale determinando una redistribuzione tensionale. Perciò la tensione effettivamente

presente è minore di quella teorica che, per raggi di intaglio piccoli, può tendere ad infinito visto che si considera il materiale elastico lineare. Ciò previene un eccessivo snervamento locale e aiuta a sostenere la radice di intaglio. Questi effetti sono chiamati in inglese *microstructural support effects* e sono quantificati dal termine ρ^* . Si considera, pertanto, la media delle tensioni calcolata sulla lunghezza del supporto micro strutturale, come illustrato in figura 25. Inoltre, si può notare che, dopo l'idealizzazione del raggio di intaglio, si ottengono tensioni inferiori rispetto a quella teorica, in funzione della differenza tra K_t e K_f , dove K_t corrisponde al fattore di forma mentre K_f è il coefficiente di effetto intaglio.

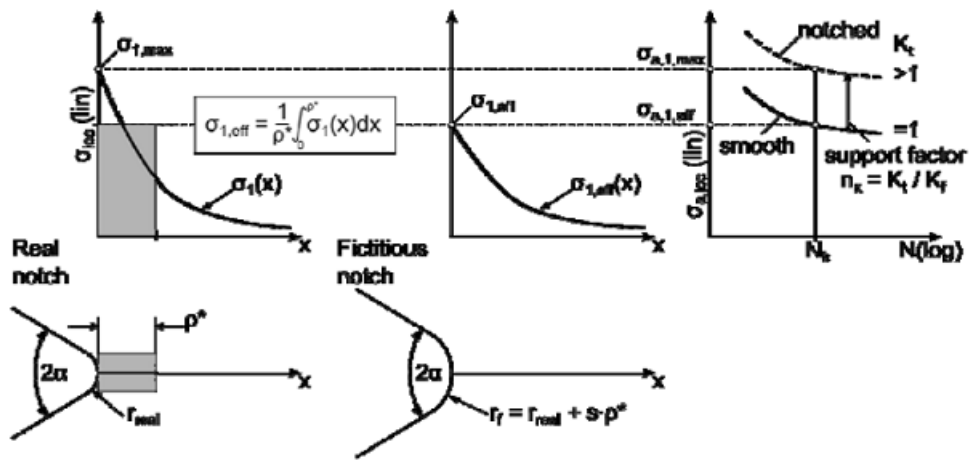


Figura 25: Applicazione della teoria di Neuber.

La determinazione della tensione notch avviene utilizzando l'analisi FEM ottenuta implementando la geometria ideale introdotta, oppure moltiplicando la tensione nominale per i fattori di concentrazione. L'individuazione dei fattori con cui moltiplicare la tensione nominale avviene tramite calcoli agli elementi finiti o misurazioni su modelli per analisi fotoelastiche. Per entrambi i metodi si usano giunti creati con geometrie fittizie, ottenute basandosi su diverse teorie. Nel caso in cui sia complicato calcolare la tensione nominale in un giunto, ad esempio a causa di geometrie complesse, per calcolare la *notch stress* si provvede a moltiplicare la tensione di hot spot, che si avvicina a σ_n , per un fattore K_w (*notch factor*) determinato dal rapporto tra la tensione massima trovata con l'analisi notch e la tensione di hot spot [10].

$$K_w = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{hs}}$$

Dopo aver ricavato la *notch stress*, per determinare la vita a fatica del giunto considerato, essa viene confrontata con le curve di resistenza S-N. Per capire quale

curva utilizzare si fa riferimento alle classi FAT riportate nella tabella di figura 26.

r_{ref} in mm	1.00	1.00	0.05	0.05
Hypothesis	PSH	von Mises	PSH	von Mises
Steel	225	200	630	560
Aluminium	71	63	180	160
Magnesium	28	25	71	63

All given allowable stress ranges $\Delta\sigma_{loc}$ are in MPa for
 $N = 2 \cdot 10^6$, $R = 0.5$, $P_s = 97.7\%$; $k = 3.0$, $N_k = 1 \cdot 10^7$, $k^* = 22.0$, $k' = 5.0$.

Figura 26: Tabella per la determinazione della classe FAT per sforzo normale.

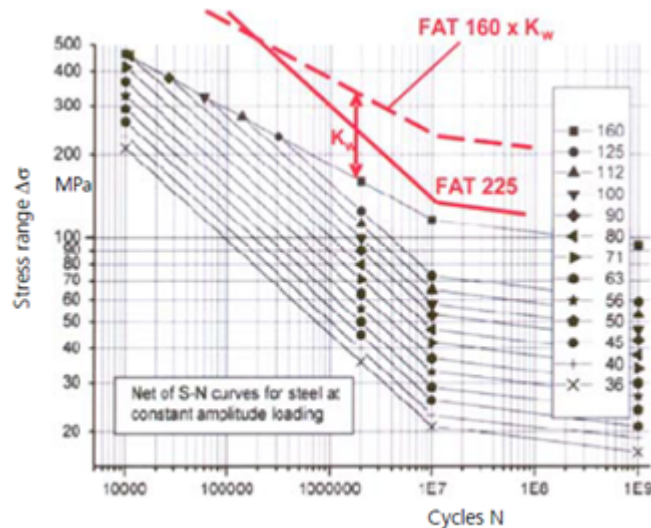


Figura 27: Limite superiore alla classe FAT225.

Vengono distinti i casi a seconda del materiale, in base all'ipotesi scelta per calcolare la tensione ideale e in funzione del valore r_{ref} che, come visto, può essere assunto pari ad 1mm o a 0,05mm. I risultati, consigliati dall'*IIW*, sono stati ottenuti con prove sperimentali. Poiché il metodo *notch stress* è un approccio locale, risulta sufficiente una sola curva S-N, al contrario dell'approccio globale tramite la *nominal stress*. Occorre specificare che la limitazione per la singola classe FAT determinata dall'approccio notch non è definita come per l'approccio nominal. Per esempio, considerando la classe *FAT225* per saldature in acciaio, il limite non è dato da *FAT160* ma è individuato dalla curva $FAT160 \cdot K_w$, come illustrato in fig.27.

In alternativa alla teoria basata sull'idealizzazione della geometria di Neuber e Radaj, sono riportate in [2] le seguenti formule parametriche per il calcolo dei fattori di concentrazione delle tensioni. Le prime due teorie permettono il calcolo di K_t .

1. Teoria di Lawrence. Propone di determinare i fattori di concentrazione attraverso l'analisi agli elementi finiti. Formula per il calcolo di K_t è:

$$K_t = 1 + \alpha \sqrt{\frac{t}{\rho}}$$

dove t è lo spessore della piastra, α è un coefficiente dipendente dall'angolo al piede del cordone e dalla lunghezza della "gamba" della saldatura e ρ è il raggio al piede della saldatura. In figura 28 vengono mostrati alcuni dei giunti testati da Lawrence e i relativi andamenti di K_t .

Successivamente i risultati di tali formule furono rivisti da Yung e Lawrence stesso, portando a una seconda pubblicazione che comprende anche gli effetti di rugosità e incisioni (*undercut*), relativamente ai giunti riportati in figura 29. La formula sperimentale generale di questo secondo studio è

$$K_t = \beta \left[1 + \alpha \left(\frac{t}{\rho} \right)^\lambda \right]$$

dove i termini aggiunti sono α , β e λ , parametri dipendenti dalla forma del giunto. Alcuni dei risultati ottenuti sono riportati nella tabella di figura 30. Per altri tipi di giunti i valori dei parametri sono da ricercare in letteratura. Radaj e Sonsino, però, affermano che non ci sono conferme riguardo all'utilizzo di queste formule.

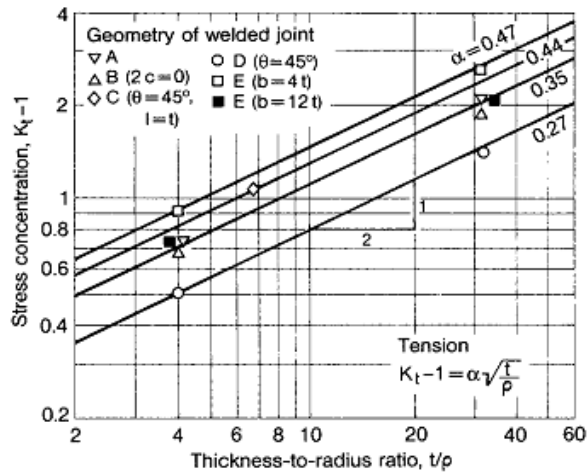
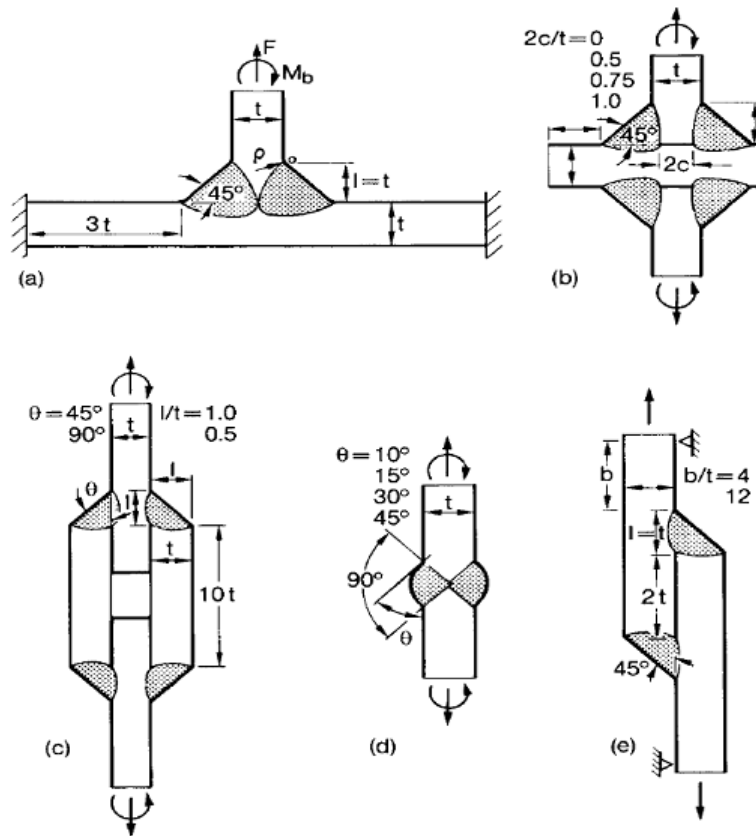


Figura 28: Risultati della teoria di Lawrence.

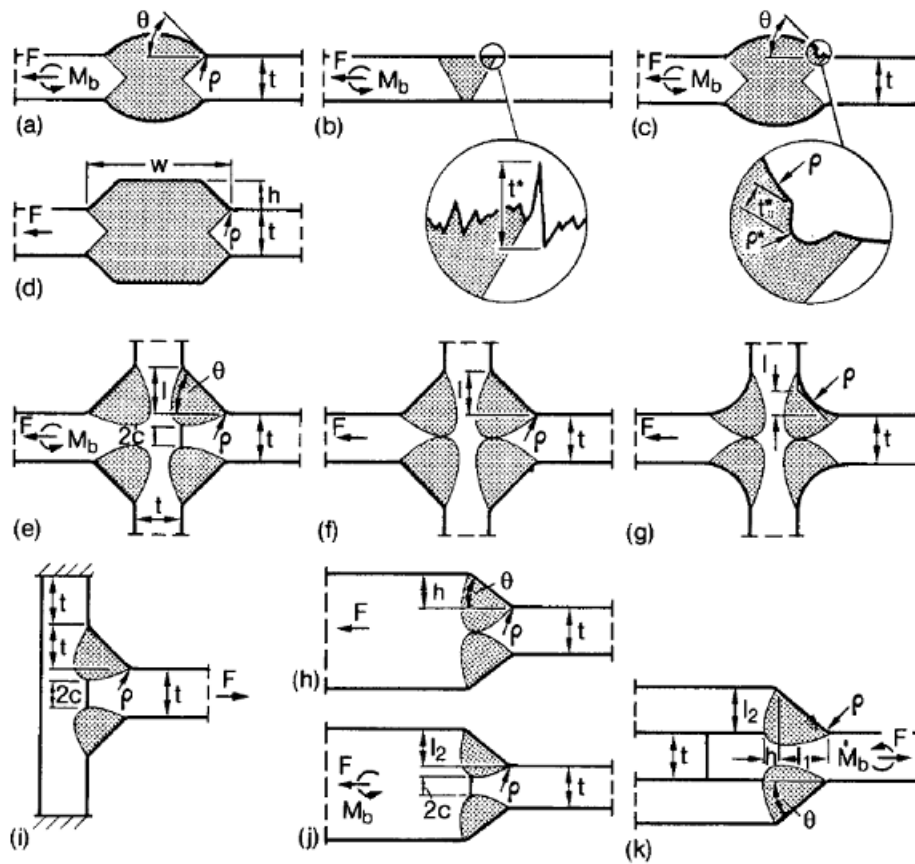


Figura 29: Giunti coinvolti nel secondo studio di Lawrence e Yung.

Welded joint type ^a	Site	Stress concentration factor	Loading
Butt welds (a)	Toe	$1 + 0.27(\tan \theta)^{1/4}(t/\rho)^{1/2}$	Tension
	Toe	$1 + 0.165(\tan \theta)^{1/6}(t/\rho)^{1/2}$	Bending
Cruciform joints (e)	Toe	$1 + 0.35(\tan \theta)^{1/4}[1 + 1.1(c/l)^{5/3}]^{1/2}(t/\rho)^{1/2}$	Tension
	Toe	$1 + 0.21(\tan \theta)^{1/6}(t/\rho)^{1/2}$	Bending
	Root	$1 + 1.15(\tan \theta)^{-1/5}(c/l)^{1/2}(t/\rho)^{1/2}$	Tension
	Root	$1 + 3.22(c/t)^{1/8}(t/\rho)^{1/2}$	Bending
Lap joints (k)	Toe	$1 + 0.6(\tan \theta)^{1/4}(t/l_1)^{1/2}(t/\rho)^{1/2}$	Tension
	Toe	$1 + 0.24(\tan \theta)^{1/6}(t/\rho)^{1/2}$	Bending
	Root	$1 + 0.50(\tan \theta)^{1/8}(t/\rho)^{1/2}$	Tension

Figura 30: Risultati del secondo studio di Lawrence.

- Teoria di Anthes. Si introducono fattori di concentrazione delle tensioni da utilizzare nel caso di giunti di testa con doppia cianfrinatura o giunti a croce piani, sottoposti a momento flettente o trazione.

Per il primo tipo di collegamento si utilizza la formula seguente che dipende

sempre dallo spessore t , dal raggio di curvatura ρ e dall'angolo formato dalla lastra col piede di saldatura θ . Nel caso di giunti caricati a trazione α vale 0.728, $\lambda_1 = 0.932$ e $\lambda_2 = 0.382$. Per caricamenti a momento flettente, invece, α vale 0.527, $\lambda_1 = 0.887$ e $\lambda_2 = 0.410$.

$$K_t = 1 + \alpha (\sin \theta)^{\lambda_1} \left(\frac{t}{\rho} \right)^{\lambda_2}$$

Per giunti a croce, invece, il fattore K_t può essere calcolato come segue, ma non sono riportate precise indicazioni sul valore dei diversi parametri, ritrovabili in testi più specifici.

$$K_t = \beta + f \left(\frac{t}{\rho}, \frac{a}{t}, \frac{g}{t}, \theta \right) (\sin \theta)^{\lambda_1} \left(\frac{t}{\rho} \right)^{\lambda_2}$$

L'errore di tali formule rispetto a risultati sperimentali è del 9% per i giunti di testa e del 10-20% per quanto riguarda i giunti a croce [2].

Per il calcolo di K_f , invece, vengono proposte sempre in [2] le seguenti formule parametriche.

1. *Critical distance approach*. Il calcolo di K_f avviene tramite la formula:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{a^*}{\rho}}$$

Dove a^* è definito come la distanza critica che rappresenta una caratteristica del materiale e ρ è il raggio di raccordo. a^* dipende dalla resistenza a trazione σ_U del materiale, secondo la formulazione di Lawrence:

$$a^* = 0.025 \left(\frac{2068}{\sigma_U} \right)^{1.8} \approx \frac{10870}{\sigma_U^2}$$

Alcuni valori caratteristici sono $a^* = 0.254mm$ per acciaio ricotto, $a^* = 0.0635mm$ per acciai temprati o bonificati e $a^* = 0.635$ per leghe di alluminio.

2. Metodo del raggio fittizio. Radaj definisce il fattore K_f come dipendente dal raggio fittizio seguendo la formula:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{\sqrt{1 + \frac{s\rho^*}{\rho}}}$$

Il fattore microstrutturale s assume il valore da 2.0 a 3.0 per tensioni ortogonali alla saldatura, la maggior parte delle saldature si può calcolare con fattore

$s = 2.5$ (in accordo con quanto indicato precedentemente).

Nel caso di tensioni longitudinali al cordone di saldatura, per il calcolo di K_f viene indicata la formula

$$K_{f\tau} = \frac{1}{2}(K_{f\perp} + 1)$$

Dove $K_{f\perp}$ rappresenta il fattore di concentrazione per carichi ortogonali alla saldatura. Inoltre se viene applicato il criterio di Von Mises per il calcolo della tensione equivalente, si utilizza un valore di K_f modificato come segue.

$$\overline{K_{f\tau}} = \sqrt{3}K_{f\tau}$$

2.4 Guida alla scelta dell'approccio più adatto

Riassumendo le caratteristiche dei tre approcci alla fatica sopra riportati, è possibile individuare alcune linee guida che permettono la scelta del metodo più adeguato per la determinazione delle tensioni in un giunto saldato.

L'approccio che prevede il calcolo della *nominal stress* è il metodo più utilizzato. Risulta, infatti, il più semplice e di immediata applicazione, oltre ad essere richiesto in numerose norme di costruzione, soprattutto in campo civile (ad esempio Eurocodice 3). Risulta adatto alle normative tecniche per via dell'ampia disponibilità di tabelle che coprono la maggior parte dei giunti utilizzati nella pratica. Il *nominal stress approach* risulta però applicabile solo se:

- si riesce a definire in modo semplice e chiaro la σ_{nom} ;
- la discontinuità geometrica è relativamente semplice;
- la discontinuità strutturale è comparabile con una di quelle tabulate;
- il componente non ha imperfezioni significative. Per imperfezioni significative si intendono quei difetti in grado di ridurre significativamente la resistenza a fatica del giunto o di spostare il punto di inizio del crack rispetto al punto indicato nelle tabelle.

Le limitazioni legate a questo approccio, oltre a quelle appena elencate, riguardano il fatto che non tutti i giunti possono essere tabulati e, nel caso di strutture complesse, la determinazione della tensione nominale diventa anch'essa complicata e il metodo perde di accuratezza.

Il metodo che richiede il calcolo della *hot spot stress*, se confrontato con l'approccio appena esaminato, risulta più adatto nei casi in cui:

- il componente da analizzare ha una geometria complicata, ovvero la tensione nominale non risulta ben definita;
- la discontinuità strutturale del giunto non è comparabile con quelle riportate nelle tabelle sopra menzionate;
- sono disponibili strumenti FEM, che consentono un'analisi più accurata;
- si vogliono testare provini tramite estensimetri.

Nonostante la miglior precisione e l'utilizzo in strutture più complesse, questo metodo necessita di molte meno curve S-N rispetto al *nominal stress approach*. Inoltre, il metodo hot spot viene usato da molti anni nel campo dei giunti tubolari, dove è

stato verificato e viene accettato dalla maggior parte delle normative. Gli svantaggi di questo approccio riguardano il suo campo di applicazione: è possibile il calcolo della tensione di hot spot solo nei giunti in cui ci si aspetta che la frattura parta dal piede della saldatura. Infine risulta molto sensibile al tipo e alla dimensione degli elementi nel caso di analisi FEM.

L'approccio notch stress, visto che considera la tensione totale agente nel punto critico della saldatura, è sicuramente il più preciso dei tre e il più logico da un punto di vista teorico, come dimostra la piccola larghezza della *scatter band* dei risultati sperimentali riportati nei vari test. Risulta adatto alla trattazione di componenti dove ci si può aspettare che la rottura parta sia dal piede che dalla radice di saldatura, inoltre richiede una sola curva S-N, come indicato nel relativo paragrafo. D'altro canto per il calcolo della effective notch stress viene richiesta l'analisi agli elementi finiti, che talvolta può rivelarsi complicata e dispendiosa in termini di tempo, oltre ad essere sensibile alla meshatura.

3 Fattori che influenzano la resistenza a fatica e modificano le curve S-N

Il valore tensionale che esprime la resistenza a fatica dei giunti saldati viene spesso modificato attraverso dei coefficienti che tengono in considerazione gli effetti di particolari condizioni di lavoro del giunto ed eventuali imperfezioni dello stesso. In questo capitolo si riportano i principali fattori che determinano modifiche nella resistenza a fatica.

1. *Stress Ratio R.*

Si premette che quanto riportato di seguito è valido sia per l'acciaio che per l'alluminio. Il fattore $f(R)$, che si basa sul rapporto delle tensioni R , consente di tenere in considerazione la tensione media del ciclo di caricamento. Definito R come il rapporto $\sigma_{min}/\sigma_{max}$, per valori di questo inferiori a 0.5 abbiamo un aumento della classe di resistenza che si ottiene moltiplicando il valore della classe FAT della curva individuata, per il coefficiente $f(R)$. Questo coefficiente dipende dall'intensità e dal segno (trattive o compressive) delle tensioni residue e si calcola attraverso le seguenti considerazioni.

- Per giunti in materiale base, con tensioni residue trascurabili, ovvero minori di $0.2f_y$ (f_y è la tensione di snervamento), oppure dopo processo di ricottura:

$$\begin{cases} f(R) = 1.6 & \text{per } R < -1 \\ f(R) = -0.4R + 1.2 & \text{per } -1 \leq R \leq 0.5 \\ f(R) = 1 & \text{per } R > 0.5 \end{cases}$$

- Per piccoli elementi strutturali con saldature corte oppure per parti e componenti contenenti bordi ottenuti tramite taglio termico

$$\begin{cases} f(R) = 1.3 & \text{per } R < -1 \\ f(R) = -0.4R + 0.9 & \text{per } -1 \leq R \leq -0.25 \\ f(R) = 1 & \text{per } R > -0.25 \end{cases}$$

- Per elementi complessi tridimensionali, con tensioni residue globali di entità non trascurabile e componenti a pareti spesse si prende $f(R) = 1$, cioè non si ha nessun aumento di resistenza.

Si noti che non si considerano le eventuali tensioni residue introdotte al momento dell'accoppiamento di più parti. Per tale motivo si consiglia l'utilizzo di un fattore moltiplicativo diverso da 1 solo in casi strettamente certi. Spetta

al progettista ritenere in quale classe un componente ricade. In casi dubbi si utilizza la condizione peggiorativa $f(R) = 1$. In figura 31 viene mostrato il diagramma di $f(R)$ riportato in [3].

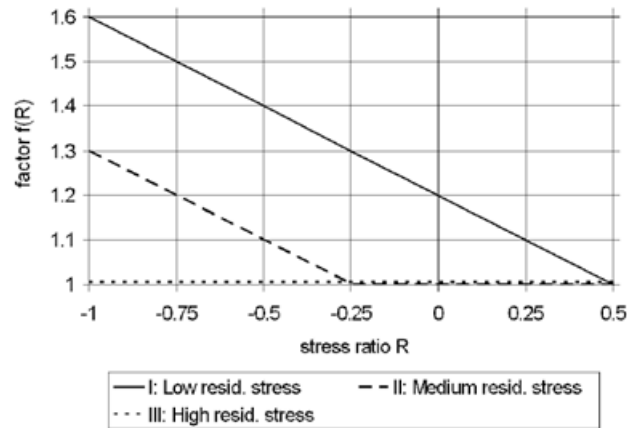


Figura 31: Diagramma di $f(R)$.

2. Spessore della parete (*plate thickness effect*)

Un ulteriore parametro da considerare è il cosiddetto “*size effect*” che determina un abbassamento della resistenza a fatica all’aumentare dello spessore del giunto. Ciò è dovuto principalmente a due motivi:

- Mentre il raggio del piede di saldatura rimane pressoché costante, il rapporto tra il raggio e lo spessore della piastra diventa più piccolo determinando un incremento dell’effetto intaglio.
- La zona in cui sono presenti tensioni residue è caratterizzata da tensioni trattive vicine ai piedi di saldatura e compressive nella parte compresa tra di essi, come si vede in figura 32.

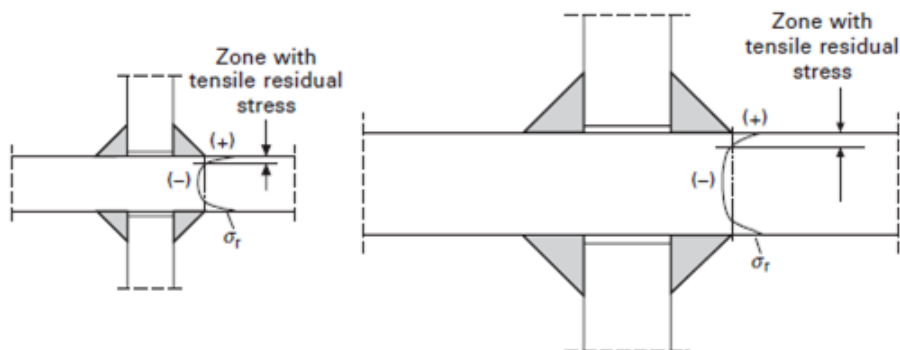


Figura 32: Effetto parete nei giunti saldati. Confronto tra un giunto spesso e uno sottile.

Si intuisce, quindi, che la zona in cui sono presenti tensioni residue trattive si estende ad una profondità maggiore all'aumentare dello spessore. Per questo motivo la propagazione di una cricca sarà più veloce perché permane in questa regione più a lungo, incontrando dopo le tensioni compressive che ritarderebbero la rottura.

In figura 32 viene inoltre mostrata la differenza della distribuzione delle tensioni residue in un giunto sottile e in uno spesso.

L'influenza dello spessore va considerata nel caso in cui ci si aspetti che il componente da analizzare si rompa a partire dal piede della saldatura e il suo spessore superi un determinato valore. In tal caso la modifica della resistenza si effettua moltiplicando la classe FAT per un fattore $f(t)$, dove t indica lo spessore. Anche questo coefficiente interessa i giunti sia di alluminio che di acciaio. Il fattore $f(t)$ viene calcolato nel seguente modo

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

Dove t_{ref} è lo spessore di riferimento che per l'acciaio è di 25 mm e per alluminio di 10 mm, mentre t_{eff} è lo spessore reale del componente. L'esponente correttivo n è tabulato in funzione della categoria del giunto e delle condizioni di saldatura. Valori di questo coefficiente sono riportati in [3] oppure, in maniera più chiara in quanto sono presenti anche semplici illustrazioni, in [4]. Nei casi in cui non sia possibile distinguere la natura del giunto lo si considera come un *load-carrying fillet weld* (ovvero una saldatura "d'angolo" dove sono caricati entrambi i componenti), per essere in condizioni a favore della sicurezza. Per i giunti tubolari [3] riportata valori di $n = 0.4$. E' importante ricordare che questo coefficiente correttivo non deve essere calcolato nel caso in cui si analizzi un giunto coi metodi *notch stress* e *fracture mechanics approach*, in quanto essi tengono già in considerazione l'effetto dello spessore.

Ulteriori riduzioni della classe di resistenza FAT devono essere applicate per componenti saldati dove lo spessore della gola di saldatura è inferiore a 1/3 dello spessore della lastra. I risultati riportati finora, per quanto riguarda l'acciaio, sono da ritenersi validi per giunti perfettamente allineati e per temperature di lavoro inferiori ai 150°C, per cui occorre considerare anche le relative correzioni per eventuali disallineamenti e per le alte temperature. Per l'alluminio, invece, sono validi per temperature sotto ai 50°C e giunti sempre perfettamente allineati.

La scelta di t_{eff} cambia nel caso di saldature d'angolo a seconda della lunghezza

L (distanza fra i piedi di saldatura) illustrata in figura 33.

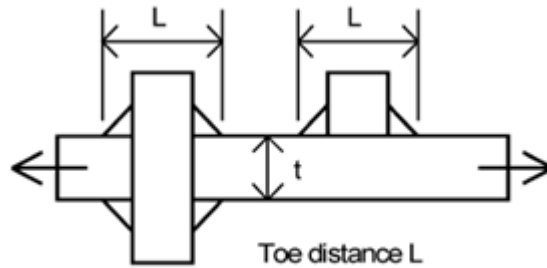


Figura 33: Grandezze coinvolte nella scelta di t_{eff} .

Se $L/t > 2$ allora si prende $t_{eff} = t$ mentre se $L/t < 2$ il valore di t_{eff} è pari alla dimensione maggiore fra $0.5L$ oppure t .

L'Eurocodice 3 indica che la riduzione della resistenza a fatica tramite la moltiplicazione per il coefficiente relativo allo spessore va applicata solo nei casi di carichi trasversali alla saldatura. Gli altri testi invece non specificano questa condizione.

3. Tecniche di miglioramento del giunto.

Talvolta vengono eseguite lavorazioni post-saldatura per aumentare la resistenza del giunto, quali:

a) Lavorazioni per migliorare il profilo della saldatura:

lavorazione della superficie di giunzione, lavorazione del piede della saldatura al punto di transizione (raccordo con le piastre), rifusione del piede di saldatura mediante tecniche TIG, plasma o laser.

b) Lavorazioni per migliorare lo stato tensionale residuo:

pallinatura, coniatura, sovrasollecitazioni, ricottura.

c) Lavorazioni per migliorare le interazioni con l'ambiente di lavoro:

verniciatura, resine di rivestimento.

Queste tecniche sono influenzate dal tipo di applicazione del carico e sono più efficaci per basse tensioni e per un alto numero di cicli [3]. Inoltre, dipendono dal materiale, dimensioni e tipo di componente per cui occorre verificare il loro effetto attraverso prove sperimentali. In alternativa questi effetti possono essere trascurati a beneficio della sicurezza.

In [3] si indica come queste considerazioni possono essere applicate per tutte le saldature ad arco elettrico, nel caso di acciai con $f_y < 900MPa$ e alle leghe di alluminio AA 5000 e 6000. Salvo diversa indicazione, i risultati sono ritenuti soddisfacenti per lastre, profili cavi e forme estruse, per spessori che

per l'acciaio vanno dai 6 ai 150 mm mentre per l'alluminio vanno dai 4 ai 50 mm. Inoltre si applicano miglioramenti alla resistenza del giunto solo se la temperatura è inferiore all'intervallo di creep. In [3] vengono illustrati esempi di giunti dove questi miglioramenti sono applicabili ma anche esempi in cui non lo sono dato che il crack parte dalla radice di saldatura.

Di seguito vengono riportate alcune lavorazioni coi relativi effetti:

a) *Grinding* (letteralmente "smerigliatura"). Possiede lo scopo di eliminare le imperfezioni legate alla saldatura, ad esempio cricche superficiali, e di creare una parte liscia nel raccordo fra saldatura e lastra. Tabelle con fattori di incremento sono presenti in [3]. L'esponente da utilizzare per il calcolo del fattore di correzione relativo allo spessore è $n = 0.2$.

b) *TIG dressing*. Rifusione tramite TIG per eliminare le imperfezioni al piede di saldatura e creare una superficie di passaggio dalla saldatura alla lastra liscia, riducendo le tensioni residue. Si applica ad acciai la cui $f_y < 900MPa$ con spessori maggiori di 10 mm, operanti in ambienti non corrosivi o comunque protetti da corrosione. In [3] si trovano tabelle che riportano i relativi incrementi e l'esponente per il calcolo di $f(t)$ vale sempre $n = 0.2$.

c) *Hammer peeling* (letteralmente "pallinatura martello"). Il materiale viene bombardato in modo da deformare plasticamente la zona intorno al piede di saldatura, favorendo la formazione di stati tensionali residui compressivi che risultano benefici. Questa lavorazione si applica a giunti costruiti in acciaio e leghe di alluminio operanti in ambienti non corrosivi, o comunque protetti da corrosione, aventi spessori da 10 a 50 mm per l'acciaio e da 5 a 25 mm per l'alluminio, saldati ad arco elettrico con "gamba" di saldatura (riguarda la lunghezza della saldatura lungo le piastre interessate dalla stessa) di almeno $0.1t$. E' necessario tenere in considerazione che, quando si applica questo metodo, la massima tensione residua compressiva non deve superare $0.25f_y$ per gli acciai (per l'alluminio si considera come f_y la tensione di snervamento della zona termicamente alterata) e i benefici derivanti dal metodo dipendono dal rapporto delle tensioni R . Tabelle in [3] riportano i dati relativi all'incremento di resistenza. Per il calcolo di $f(t)$ si usa il coefficiente n pari a quello delle saldature normali, ovvero senza operazioni di miglioramento.

d) *Needle peeling* (letteralmente "pallinatura ad ago"). Il principio di funzionamento e i requisiti sono gli stessi della pallinatura precedente. Tabelle di incremento di resistenza si trovano in [3].

e) Ricottura. Questo trattamento viene fatto per alleviare le tensioni all'interno del giunto createsi durante l'operazione di saldatura per via delle elevate

temperature. L'Eurocodice indica che, nel caso in cui venga applicato questo trattamento, il range tensionale viene calcolato come somma della componente trattativa e del 60% della componente compressiva.

4. Effetto della temperatura elevata.

La riduzione della resistenza a fatica determinata dall'esposizione ad alte temperature si considera moltiplicando il valore della classe FAT per un coefficiente minore di 1 che viene individuato graficamente.

Analogamente, si può applicare la seguente formula che riduce la classe FAT in funzione della riduzione del modulo di Young all'aumentare della temperatura.

$$FAT_{HT} = FAT_{20^{\circ}C} \cdot \frac{E_{HT}}{E_{20^{\circ}C}}$$

Il diagramma del valore del coefficiente in funzione della temperatura, per l'acciaio, si trova in [3]. Questo approccio è conservativo e può essere modificato in accordo con evidenze sperimentali. Per quanto riguarda l'alluminio non abbiamo indicazioni in merito ai coefficienti di riduzione, tuttavia i dati nei testi consultati si riferiscono a test effettuati a temperature inferiori a 70°C, tale approccio è conservativo e può essere modificato in accordo con evidenze sperimentali.

5. Effetto della corrosione.

I dati dei libri analizzati si riferiscono ad ambienti non corrosivi e a giunti protetti dall'atmosfera in modo corretto. L'esposizione ad agenti corrosivi o una non adeguata protezione dall'atmosfera riducono la classe di resistenza del giunto. Tale riduzione può essere anche di notevole entità e dipende principalmente dal tempo di esposizione. Per ora, però, non siamo in possesso di dati specifici. [3] indica che giunti in acciaio (eccezion fatta per gli acciai inossidabili) operanti in ambienti marini devono essere analizzati tramite una classe di resistenza che non supera il 70% dei valori dati per ambienti non corrosivi. Quando non si è in possesso di dati più precisi si raccomanda un monitoraggio periodico del giunto.

6. Imperfezioni dei giunti.

Per quanto riguarda le imperfezioni, in generale, si distinguono in:

- imperfezioni di forma: includono tutti i tipi di disallineamento e undercut (ovvero taglio in prossimità del cordone di saldatura);
- imperfezioni volumetriche: porosità e cavità di ogni forma, inclusioni solide di ossidi e di scorie metalliche e non;

- imperfezioni planari o superficiali: eventuali cricche o imperfezioni tipo incollaggi.

Nel caso di difficoltà nel distinguere tra difetto superficiale e volumetrico, occorre considerarlo come superficiale essendo questo più pericoloso visto che in superficie cade il massimo tensionale.

I principali effetti delle imperfezioni, riportati in [3], sono i seguenti:

- aumento generale del livello di tensione (riguarda i disallineamenti trattati sotto);
- effetti intaglio locali. Abbiamo due tipi di interazione tra intagli: addizionale e competitiva. È addizionale quando il sito dell'intaglio coincide con la discontinuità geometrica del giunto, ad esempio nel piede di saldatura, in questi casi la resistenza del giunto cala per via di questa sovrapposizione di intagli. Competitiva quando gli intagli non si sovrappongono e in questo caso si analizzano entrambi gli intagli separatamente e si considera solo quello peggiore;
- imperfezioni tipo crack. Vengono considerate tramite la legge della meccanica della frattura.

Nei casi di dubbio i difetti devono essere trattati come imperfezioni tipo crack (condizione peggiorativa).

Riportiamo di seguito le principali imperfezioni dei giunti e i relativi effetti.

a) Disallineamenti.

I disallineamenti vengono tenuti in considerazione moltiplicando il range tensionale definito a progetto per un coefficiente K_m , calcolato tramite formule parametriche, nel caso in cui il difetto sia così evidente da superare il valore implicitamente contenuto nelle curve S-N dei vari approcci tensionali. Il disallineamento, però, non viene considerato in componenti saldati caricati longitudinalmente alla saldatura. Sono presenti diverse formule per ottenere K_m sia in [3] che in [4] oppure viene utilizzata la formula proposta in [5] che viene qui riportata.

$$K_m = 1 + 3 \cdot \frac{e}{t}$$

E' molto importante l'utilizzo di questo fattore per moltiplicare le tensioni ottenute tramite modelli FEM, in quanto i modelli agli elementi finiti sono geometricamente perfetti e non considerano alcun disallineamento, al contrario dei modelli reali.

Il disallineamento produce delle tensioni flettenti secondarie, anche in una lastra caricata solo assialmente, infatti, si genera un momento flettente che deve essere equilibrato. Per questo motivo quando si va ad applicare il fattore

K_m , esso viene moltiplicato solamente per la componente membranale della tensione. A conferma di questo aspetto, se si analizza un giunto caricato tramite una coppia pura, il momento secondario dovuto al disallineamento si “confonderà” con il momento flettente dato dal caricamento per cui non sarà necessario moltiplicare per il coefficiente K_m [4]. Nei casi di caricamento combinato assiale e flessionale, si utilizzerà quindi la formula:

$$\sigma_{nom} = K_m \cdot \sigma_{nom,m} + \sigma_{nom,b}$$

Dove σ_{nom} è la tensione nominale da calcolare, $\sigma_{nom,m}$ è la componente membranale e $\sigma_{nom,b}$ è la componente flessionale. Se non dovessero essere ben note le componenti della tensione nominale si provvede a moltiplicare la σ_{nom} per il fattore che considera il disallineamento, considerazione questa a favore di sicurezza.

Nel testo [3] viene riportata una tabella che mostra i valori dei coefficiente K_m già contenuti nelle curve di resistenza a fatica, a seconda del metodo adottato per analizzare un giunto. L'autore indica che il calcolo dell'effettivo coefficiente per i disallineamenti deve essere effettuato attraverso la formula

$$K_{m,eff} = \frac{K_{m,calculated}}{K_{m,already\ covered}}$$

e, dopo aver calcolato $K_{m,eff}$ si procede a moltiplicare la tensione per tale valore o, analogamente, a dividere il valore di resistenza a fatica individuato tramite le curve S-N. Inoltre, nel caso in cui coesistano disallineamenti angolari e assiali, il K_m complessivo si calcola come

$$K_m = 1 + (K_{m,axial} - 1) + (K_{m,angular} - 1)$$

b) *Undercut*.

L'approccio a questo difetto si basa sul rapporto u/t dove u è la profondità del taglio in prossimità della saldatura. Le tabelle di [3] mostrano le dimensioni ammissibili di questi “tagli” in funzione della classe FAT, sia per acciaio che per alluminio. I difetti di *undercut* non riducono la resistenza dei giunti caricati parallelamente al taglio stesso.

c) Porosità e inclusioni.

Sono difetti che vengono considerati come intagli in una posizione competitiva e introducono nuovi punti possibili di inizio del crack. Prima di valutare quindi l'effetto di questi difetti, occorre accertarsi che non siano nella posizione di

inizio del crack già riportata sulle tabelle dei giunti tabulati. Eventuali combinazioni di porosità e di inclusioni vicine vengono considerate come un'unica imperfezione e l'interazione dei vari difetti viene valutata tramite le formule relative alle cricche. Se ci sono dubbi sulla coalescenza dei difetti essi vengono presi come imperfezioni simili a cricche e trattati come esse. Per valutare le porosità, una volta proiettate sulla radiografia, il parametro utilizzato è la percentuale massima di queste, mentre per quanto riguarda le inclusioni il parametro è la loro lunghezza. Le tabelle presenti in [3] mostrano le lunghezze accettabili di porosità ed inclusioni, in saldature di alluminio e acciaio. Occorre notare che le inclusioni di tungsteno non hanno effetto per il comportamento a fatica e quindi possiamo evitare di considerarle.

Le imperfezioni simili a cricche non sono state studiate nel nostro caso, in quanto spesso capita di non riuscire a determinare in modo sufficientemente accurato le dimensioni delle cricche presenti in un componente. Per questi metodi si rimanda a test più specifici.

4 Fattori di sicurezza e procedure di valutazione della fatica

Nell'analisi dei carichi affaticanti è importante che il calcolo delle tensioni e la valutazione della resistenza a fatica in un giunto vengano fatte con lo stesso approccio. Come già discusso in precedenza, esistono metodi basati sulle curve S-N e altri fondati sulla legge di propagazione della cricca. Qui verranno trattati solamente i metodi del primo tipo.

La valutazione della resistenza a fatica tramite le curve di confronto avviene considerando due coefficienti di sicurezza, definiti coefficienti “parziali” di sicurezza. Questi sono γ_F , che moltiplica l'ampiezza di ciascuna componente dello spettro affaticante, e γ_M , che divide il valore tensionale della resistenza a fatica, trovato tramite l'apposita curva di Wöhler in corrispondenza del numero di cicli desiderati in fase di progetto. γ_F tiene in considerazione gli eventuali errori relativi ad un'approssimazione nel calcolo delle tensioni, ad esempio nella determinazione dei carichi, dei coefficienti di intensificazione delle tensioni e della risposta dinamica del giunto. γ_M , invece, si riferisce al cosiddetto *scatter* dei risultati sperimentali, riguardando quindi le incertezze relative ai dati forniti nelle curve di resistenza, tenendo in considerazione:

- dimensioni dell'elemento, visto che spesso vengono testati provini in scala ridotta per ottenere le curve S-N;
- dimensioni, forma e vicinanza delle discontinuità;
- concentrazione locale di tensioni dovuta alle irregolarità delle saldature;
- la variabilità dei processi di saldatura e i relativi effetti metallurgici.

Per carichi ad ampiezza costante si provvede quindi a verificare la seguente relazione la quale, se soddisfatta, garantisce la resistenza del giunto fino al valore di cicli imposto in fase di progettazione.

$$\Delta\sigma_{S,d} = \Delta\sigma_{S,k} \cdot \gamma_F \leq \Delta\sigma_{R,d} = \frac{\Delta\sigma_{R,k}}{\gamma_M} \quad (7)$$

$\Delta\sigma_{S,k}$ risulta essere il valore calcolato a progetto, mentre $\Delta\sigma_{R,k}$ è il valore di resistenza individuato attraverso la curva S-N.

I valori dei 2 coefficienti parziali di sicurezza dipendono dalla fonte su cui ci si basa. Nell'Eurocodice 3 ad esempio, vengono considerati generalmente dei fattori γ_F posti uguali a 1 poiché si considera che la fase di progetto sia stata svolta effettuando

scelte conservative, mentre γ_M viene dato attraverso la tabella in figura 34 a seconda della criticità del componente.

Altri coefficienti γ_M , di poco differenti, vengono riportati nella tabella di fig.35. Anche secondo questo testo si assume $\gamma_F = 1$ [3].

I dati più recenti in termini di fattori di sicurezza, però, sono quelli riportati da Sonsino [10], riassunti nella tabella di figura 36. Si noti come, rispetto alle indicazioni riportate in precedenza, queste ultime risultano a favore di sicurezza.

Ispezioni ed accessibilità	Componenti non critici ("fail safe")	Componenti critici ("non fail safe")
Ispezioni periodiche e manutenzione) Buona accessibilità	<u>1,00</u>	<u>1,25</u>
Ispezioni periodiche e manutenzione) Scarsa accessibilità	<u>1,15</u>	<u>1,35</u>

Figura 34: Tabella dei valori di γ_M riportata nell'Eurocodice 3.

Partial safety factor γ_M - Consequence of failure	Fail safe and damage tolerant strategy	Safe life and infinite life strategy
Loss of secondary structural parts	1.0	1.15
Loss of the entire structure	1.15	1.30
Loss of human life	1.30	1.40

Figura 35: Tabella dei valori di γ_M riportata in [3].

Consequence of failure	Fail safe and damage tolerant strategy		Safe life and infinite life strategy	
	\dot{j}_{total}	P_f in %	\dot{j}_{total}	P_f in %
Loss of secondary parts	1.37	$2.3 \cdot 10^{-2}$	1.58	$1.7 \cdot 10^{-3}$
Loss of entire structure	1.58	$1.7 \cdot 10^{-3}$	1.78	$1.4 \cdot 10^{-4}$
Loss of human life	1.78	$1.4 \cdot 10^{-4}$	1.92	$2.0 \cdot 10^{-5}$

Figura 36: Tabella dei valori di γ_M consigliata da [10].

Dove \dot{j}_{total} è pari al prodotto dei coefficienti parziali γ_M e γ_F , mentre P_f è la probabilità di cedimento (*probability of failure*).

Generalmente i fattori γ_M , per applicazioni standard, sono già contenuti all'interno delle curve S-N riportate nei vari test. Viene inoltre indicato che qualora vengano

presi valori di γ_F più alti di 1 è possibile modificare il valore di γ_M abbassandolo di poco.

[3] indica che nel caso in cui siano presenti tensioni sia normali che tangenziali, e quindi che la direzione della massima tensione principale non rimanga compresa tra $\pm 60^\circ$ rispetto alla normale alla saldatura, occorre utilizzare una formula che coinvolge il termine CV che significa *Comparison Value*, il cui valore è riportato nella tabella in figura 37 in funzione del tipo di caricamento e del materiale. Nella formula sono presenti i valori di tensioni che corrispondono a quelli indicati in equazione 7, relativamente all'Eurocodice.

$$\left(\frac{\Delta\sigma_{S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{S,d}}{\Delta\tau_{R,d}} \right)^2 \leq CV \quad (8)$$

Type of load	Phase of stresses	Assessment procedure	Damage sum D or comparison value CV	
Constant amplitude	proportional	Assessment on the basis of the maximum principal stress or $\left(\frac{\Delta\sigma_{S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{S,d}}{\Delta\tau_{R,d}} \right)^2 \leq CV$	CV=1.0	
	non-proportional	$\left(\frac{\Delta\sigma_{S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{S,d}}{\Delta\tau_{R,d}} \right)^2 \leq CV$	steel	CV=0.5
			aluminium	CV=1.0
Variable amplitude	proportional	Assessment on the basis of maximum principal stress and Miner's rule, or $\left(\frac{\Delta\sigma_{eq,S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{eq,S,d}}{\Delta\tau_{R,d}} \right)^2 \leq CV$	D=0.5 CV = 1.0	
	non-proportional	$\left(\frac{\Delta\sigma_{eq,S,d}}{\Delta\sigma_{R,d}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta\tau_{eq,S,d}}{\Delta\tau_{R,d}} \right)^2 \leq CV$	steel	D=0.5 CV=0.5
			aluminium	D=0.5 CV=1.0

Figura 37: Tabella dei valori di CV [3].

Per caricamenti ad ampiezza variabile, [3] consiglia l'utilizzo della legge di Palmgren-Miner che effettua una sommatoria dei danneggiamenti (equazione 2). Se il range di tensione massima $\Delta\sigma_{S,d}$ è inferiore al limite di fatica ad ampiezza costante $\Delta\sigma_{L,R,d}$ la vita del giunto può essere ritenuta infinita. Questa osservazione, però, non è adatta a componenti che devono resistere ad un elevato numero di cicli poiché è

stato dimostrato che le curve S-N non diventano orizzontali dopo il ginocchio, ma hanno una determinata pendenza. Nel testo viene infatti indicato come modificare le curve S-N per l'applicazione della legge di Palmgren-Miner. Occorre considerare una pendenza della curva dopo il ginocchio pari a $k' = 2 \cdot k - 1$, dove k è la pendenza prima del ginocchio, come già indicato in precedenza.

Nonostante sia chiaro che bisogna considerare le tensioni al di sotto del limite di fatica costante nel calcolo del danneggiamento complessivo, ci sono diverse opinioni su come realizzarlo. I metodi di modifica sopra riportati sono utilizzabili, ma recenti ricerche hanno dimostrato come talvolta si rivelino non conservativi. Per risolvere questo problema vengono modificate le curve S-N e viene preso il valore della sommatoria di danneggiamento di Miner pari a 0.5 o, addirittura 0.2 quando si ritiene che le tensioni fluttuino molto. Altre soluzioni ritrovabili in letteratura consigliano di spostare le curve di resistenza in basso prima del cambio di pendenza, ma non abbiamo dati relativi a tali metodi. La formula di Palmgren-Miner, in funzione di quanto detto diventa:

$$D = \sum_1^i \frac{n_i}{N_i} \leq 0.5 \dots 1.0$$

Dove i termini della sommatoria sono già stati illustrati nell'equazione 2. Per tenere in considerazione i coefficienti di sicurezza, n_i riguarda il numero di cicli a cui resiste un giunto sottoposto a una tensione pari a $\gamma_F \cdot \gamma_M \cdot \Delta\sigma_{S,d}$ come consiglia l'Eurocodice.

In alcuni casi può essere conveniente calcolare un range di tensione costante che sia equivalente, in termini di danneggiamento, alle tensioni relative allo spettro del caricamento variabile e confrontarlo direttamente con la curva di Wöhler. Per fare ciò [3] propone la seguente equazione:

$$\Delta\sigma_{eq,S,d} = \sqrt{\frac{1}{D} \cdot \frac{\sum (n_i \cdot \Delta\sigma_{i,S,d}^{m_1}) + \Delta\sigma_{L,d}^{(m_1-m_2)} \cdot \sum (n_j \cdot \Delta\sigma_{j,S,d}^{m_2})}{\sum n_i + \sum n_j}}$$

Dove:

- D è il termine della sommatoria di Miner;
- $\Delta\sigma_{eq,S,d}$ è il valore di progetto del range di tensione equivalente;
- m_1 è la pendenza sopra al ginocchio della curva di resistenza;
- m_2 è la pendenza sotto al ginocchio della curva di resistenza;

- $\Delta\sigma_{i,S,d}$ è il valore del range tensionale dei carichi agenti sopra al ginocchio della curva;
- $\Delta\sigma_{j,S,d}$ è il valore del range tensionale dei carichi agenti sotto al ginocchio della curva;
- $\Delta\sigma_{L,d}$ è il valore di progetto del range tensionale al ginocchio della curva;
- n_i è il numero di cicli applicati aventi range tensionale $\Delta\sigma_i$;
- n_j è il numero di cicli applicati aventi range tensionale $\Delta\sigma_j$.

Per le tensioni tangenziali si applica la stessa formula. Nel caso siano presenti sia tensioni normali che rilevanti tensioni tangenziali si applica la disequazione 8, dove CV si trova sempre nella tabella di figura 37.

Per caricamenti che presentano ampiezza quasi costante, il numero di cicli di utilizzo totali si calcolano come

$$N_{use} = (1 - D \cdot CV) \cdot N_{const} + N_{var}$$

dove N_{const} riguarda il numero di cicli calcolato per un caricamenti ad ampiezza costante mentre N_{var} per caricamenti ad ampiezza variabile, D e CV sono valori tabulati già incontrati. Le procedure di verifica in ambito di caricamenti multi-assiali e caricamenti non proporzionali si sta sviluppando ultimamente, quindi i dati riportati in figura 37 possono non essere precisi. Tuttavia l'approccio indicato risulta essere conservativo.

Oltre al calcolo del danneggiamento lineare effettuato con la legge di Palmgren-Miner, esiste un calcolo di danneggiamento non lineare basato su considerazioni riguardanti la propagazione della cricca. Questo calcolo è richiesto quando:

- la sommatoria di Miner è sensibile all'esatta posizione del ginocchio della curva S-N;
- l'azione dei carichi varia molto durante il tempo di vita e la sequenza dei carichi diventa significativa;
- deve essere stimata la resistenza a fatica di un componente pre-danneggiato. Poiché tale calcolo si basa sulla legge di propagazione della cricca, qui non trattata, si rimanda a test specifici.

Un componente deve essere dimensionato considerando una certa probabilità di sopravvivenza, in funzione dell'incertezza dei dati delle curve, della "strategia di

sicurezza” adottata, dell’esperienza che si ha nel campo del giunto considerato e delle conseguenze di una eventuale rottura. In funzione di questi fattori vengono scelti i coefficienti parziali di sicurezza.

Le possibili strategie di progetto a fatica sono:

1. *Progettazione a vita infinita (Infinite life design)*. Si impone che tutte le azioni affaticanti siano sotto il limite di resistenza a fatica per tensioni costanti o sotto il valore di cut-off, della curva S-N di confronto. Questa strategia è adeguata per carichi quasi costanti, agenti per molti cicli, e quando non sono possibili o non si vogliono effettuare interventi di ispezione periodici. Inoltre viene generalmente adottata quando occorre fornire un’alta probabilità di sopravvivenza al componente da progettare.
2. *Safe life design*. Si basa sull’assunzione che il giunto, inizialmente, sia completamente privo di imperfezioni. Viene utilizzata per i componenti per i quali non è possibile un costante monitoraggio o se devono essere sottoposti ad un alto numero di cicli. Occorre quindi considerare un’alta probabilità di sopravvivenza.
3. *Fail safe design* (progetto di componenti strutturali non critici per la struttura). Questa strategia è adatta alle strutture iperstatiche, per le quali non è richiesto un monitoraggio periodico e si desidera garantire una sopravvivenza media. Si ritiene che nel caso in cui avvengano piccole fratture, la redistribuzione tensionale provveda a garantire una piccola “vita di emergenza” al componente, in modo da consentire di individuare il crack e riparare il componente o sostituirlo. Questo tipo di progettazione è nato nel campo aeronautico per contenere i pesi. È necessario progettare in modo che un’eventuale cricca si formi dove può essere facilmente visibile, senza che il componente arrivi rapidamente alla frattura.
4. *Damange tolerant design*. Questo metodo si basa sull’assunzione che la cricca si formi in un determinato punto e che sia possibile individuarla facilmente e in modo repentino attraverso metodi ispettivi non distruttivi. Questa strategia di progetto è adatta a componenti non fondamentali per la struttura. La legge della meccanica della frattura viene usata per calcolare il numero di cicli prima della rottura totale e gli intervalli di tempo adeguati ad una corretta ispezione. E’ necessario, quindi, monitorare periodicamente il giunto e progettare con una probabilità di sopravvivenza adeguata al monitoraggio, senza che si arrivi prima a rottura. Il giunto deve essere realizzato in materiale resistente a rotture di dimensioni visibili.

5 Analisi agli elementi finiti

L'analisi FEM è un metodo all'avanguardia che consente di modellare e testare virtualmente una qualsiasi struttura, anche in presenza di saldature, permettendo un notevole risparmio economico e di tempo rispetto ai test effettuati su strutture reali. La modellazione di giunti saldati col metodo degli elementi finiti, però, deve essere effettuata conoscendo in modo appropriato i tipi di elementi da utilizzare, prestando attenzione ad una corretta definizione delle condizioni al contorno. Questo tipo di analisi può essere effettuata per ciascuno dei tre approcci alla fatica, nominal, hot spot e notch, illustrati in precedenza.

5.1 Nominal stress approach

In strutture semplici il calcolo della *nominal stress* risulta immediata e si effettua applicando le formule delle teorie elementari proprie della scienza delle costruzioni, considerando il materiale elastico lineare. Tuttavia, esistono eccezioni che vengono affrontate grazie all'aiuto dell'analisi FEM che si rivela un'alternativa alle teorie di calcolo o, talvolta, l'unico modo per giungere a risultati corretti. I casi principali in cui viene consigliato il calcolo tramite modellazione FEM sono:

- strutture complicate o staticamente indeterminate;
- quando gli effetti macrogeometrici di un componente strutturale sono relativi ad una forma tale da non poter essere analizzata con le teorie della costruzione di macchine.

Esempi in cui l'analisi FEM risulta appropriata sono riportati in figura 38. Per questi casi viene consigliato l'utilizzo di elementi piastra sottili.

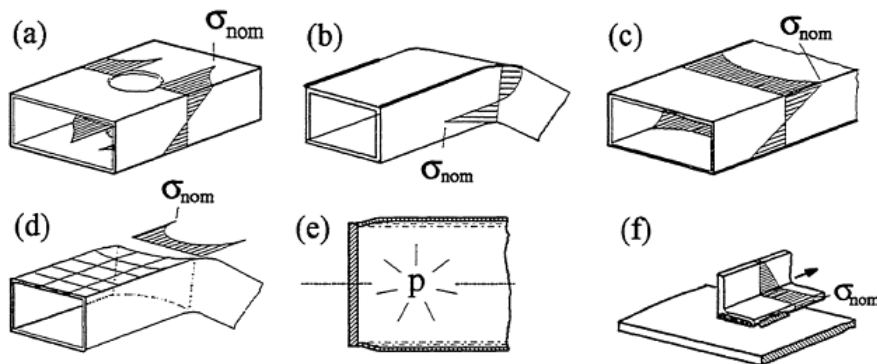


Figura 38: Esempi di dettagli per i quali è consigliata l'analisi agli elementi finiti.

Occorre ricordare che, per ottenere la tensione nominale, bisogna escludere gli effetti della discontinuità strutturale e dell'intaglio dato dal cordone della saldatura. Essi, infatti, sono già considerati nelle curve S-N relative a questo approccio. Per evitare di considerare tali concentratori di tensione si utilizza solitamente un modello con meshatura grossolana. Visto che il modello realizzato tramite i programmi agli elementi finiti è geometricamente perfetto, bisogna prestare attenzione ad eventuali disallineamenti eccessivi. Nel caso in cui questi difetti siano di entità maggiore di quelli già considerati nelle curve di resistenza, occorre moltiplicare per il relativo coefficiente di correzione.

5.2 Hot spot stress approach

Come descritto in precedenza, nessuno dei metodi che presuppone l'analisi delle tensioni nel punto di massima concentrazione di queste (*structural stress, notch stress e fracture mechanics*), considera gli effetti di errori di fabbricazione dei componenti. È necessario quindi creare un modello agli elementi finiti che tenga in considerazione questi effetti oppure, come alternativa, si possono moltiplicare le tensioni ottenute da un modello senza difetti per i relativi coefficienti correttivi già introdotti in precedenza.

Per trovare il punto o i punti di hot spot [4] consiglia di modellare grossolanamente il giunto da analizzare per individuare questi punti critici. Dopo tale ricerca si provvede a meshare il modello in modo adeguatamente fine per identificare correttamente la tensione al piede di saldatura.

L'approccio hot spot prevede l'esclusione del picco non lineare della tensione causato dall'intaglio della saldatura. Occorre quindi estrapolare le tensioni in punti in prossimità del piede di saldatura e non in corrispondenza di esso. Per l'estrapolazione il post processor del programma agli elementi finiti consente di leggere le tensioni sia nei punti di integrazione degli elementi che nei nodi. La meshatura deve essere infittita in prossimità dei punti in cui si vuole individuare la tensione in modo da non commettere errori. Il livello di raffinatezza deve essere tale che, infittendo ulteriormente gli elementi, i risultati non cambino significativamente nell'area compresa tra i punti di estrapolazione. Riportiamo di seguito alcune regole generali per la modellazione FEM relative a questo approccio [3].

La modellazione di piastre può essere realizzata posizionando elementi piastra lungo il piano mediano rispetto allo spessore. Nelle regioni di gradiente tensionale particolarmente ripido sono consigliati elementi piastra a 8 nodi. Gli elementi piastra sottili forniscono automaticamente una distribuzione tensionale lineare attraverso lo spessore, evitando di includere il picco non lineare. Nei modelli semplificati la saldatura non viene modellata, come mostrato in figura 39 a sinistra. Invece, nei casi in cui siano presenti flessioni locali in prossimità della giunzione dovute, ad esempio, a offset fra le piastre oppure a piccole distanze fra due saldature adiacenti, occorre modellare anche il cordone. La modellazione della saldatura avviene grazie a elementi piastra disposti verticalmente o inclinati, aventi rigidità appropriata, oppure tramite collegamenti rigidi o equazioni di vincolo fra i nodi interessati dalla giunzione.

In alternativa, soprattutto nei casi di strutture complesse, vengono usati elementi solidi prismatici che sono in grado di considerare gradienti tensionali più ripidi rispetto agli elementi piastra. Ad esempio vengono spesso utilizzati gli elementi so-

lidi isoparametrici a 20 nodi. Essi permettono l'utilizzo di un solo elemento lungo lo spessore della piastra per via della funzione quadratica delle deformazioni e della distribuzione lineare delle tensioni in questa direzione. Attraverso la riduzione delle funzioni di integrazione di questi elementi, la componente lineare della tensione può essere direttamente letta sulla superficie della piastra e usata per estrapolare la tensione al piede di saldatura. Alternativamente una mesh multistrato lungo lo spessore della piastra, sempre con elementi solidi, consente di linearizzare direttamente le tensioni al piede di saldatura, ottenendo la tensione di hot spot.

Il metodo maggiormente utilizzato per ottenere la tensione al piede di saldatura è l'estrapolazione lungo la superficie dei componenti. L'applicazione di questo metodo determina, generalmente, le dimensioni degli elementi. La lunghezza del primo elemento in prossimità del piede di saldatura è, infatti, pari alla distanza del primo punto di interpolazione da esso (si usa infatti la tensione al nodo di questo elemento per evitare di considerare il picco non lineare). Inoltre la larghezza degli elementi solidi non deve superare la larghezza w indicata in figura 39 a destra, mentre, nel caso di elementi piastra, la larghezza di due elementi piastra non deve eccedere tale valore. w viene definita come la larghezza della piastra saldata, maggiorata di due volte la larghezza della saldatura definita, nei testi in lingua inglese, come *weld leg*. Le frecce nella figura 39 indicano le direzioni lungo le quali viene sviluppata l'interpolazione lungo la superficie.

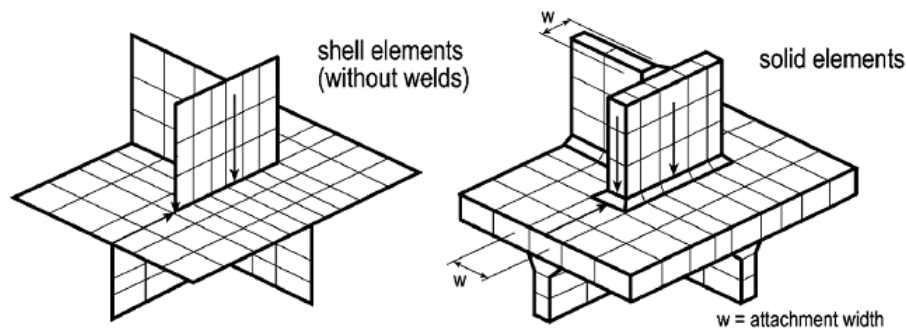


Figura 39: Esempi di modellazione di un giunto con elementi piastra e solidi, per analisi con il metodo hot spot.

Per quanto riguarda gli hot spot type a), l'interpolazione superficiale è realizzata con le seguenti formule.

1. Meshatura fine con elementi non più lunghi di $0.4t$ in prossimità dell'hot spot. Vengono utilizzate le tensioni nei nodi degli elementi e si provvede a estrapolare

linearmente tramite la formula:

$$\sigma_{hs} = 1.67\sigma_{0.4t} - 0.67\sigma_{1.0t} \quad (9)$$

La formula qui riportata, vista l'estrapolazione delle tensioni ai nodi, implica che partendo dal piede della saldatura il primo elemento sarà lungo $0.4t$ mentre il secondo $0.6t$. Nei casi di più saldature vicine occorre raffinare ulteriormente la mesh e, se si utilizzano elementi solidi, la raffinazione deve avvenire in entrambe le direzioni di estrapolazione, cioè lungo lo spessore e lungo la superficie.

2. Mesh fine come al punto 1. ed estrapolazione quadratica nei tre punti disposti a distanze dall'hot spot di $0.4t$, $0.9t$ e $1.4t$. Questo metodo si usa nei casi di gradiente di tensione ripido.

$$\sigma_{hs} = 2.52\sigma_{0.4t} - 2.24\sigma_{0.9t} + 0.72\sigma_{1.4t} \quad (10)$$

3. Meshatura grossolana con elementi di ordine elevato e aventi lunghezza pari allo spessore della piastra nel punto di hot spot. In questo caso si considerano le tensioni ottenute nei punti medi degli spigoli degli elementi o nel centro della superficie degli stessi. Si estrapola linearmente attraverso i punti a $0.5t$ e $1.5t$.

$$\sigma_{hs} = 1.50\sigma_{0.5t} - 0.50\sigma_{1.5t}$$

Per quanto riguarda i type b), invece, dove la distribuzione tensionale è indipendente dallo spessore della piastra, si utilizzano i seguenti metodi di interpolazione.

1. Mesh fine con elementi non più lunghi di 4mm in prossimità dell'hot spot. Si esegue un'estrapolazione quadratica attraverso tre punti ad una distanza dal piede di saldatura di 4mm, 8mm e 12mm. E' preferibile che tali punti siano dei nodi negli spigoli degli elementi. La tensione di hot spot si ottiene come:

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

2. Meshatura grossolana con elementi di elevato ordine, aventi lunghezza di 10mm in corrispondenza dell'hot spot. La determinazione della tensione di hot spot avviene con la seguente formula, in cui vengono usati come punti di integrazione i punti medi dei 2 primi elementi.

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma_{5mm} - 0.5\sigma_{15mm}$$

Le più comuni delle casistiche riportate qui sopra, vengono sintetizzate e rappresentate nella figura 40, mentre le dimensioni degli elementi nei casi analizzati fino ad ora vengono riassunti nella tabella di figura 41.

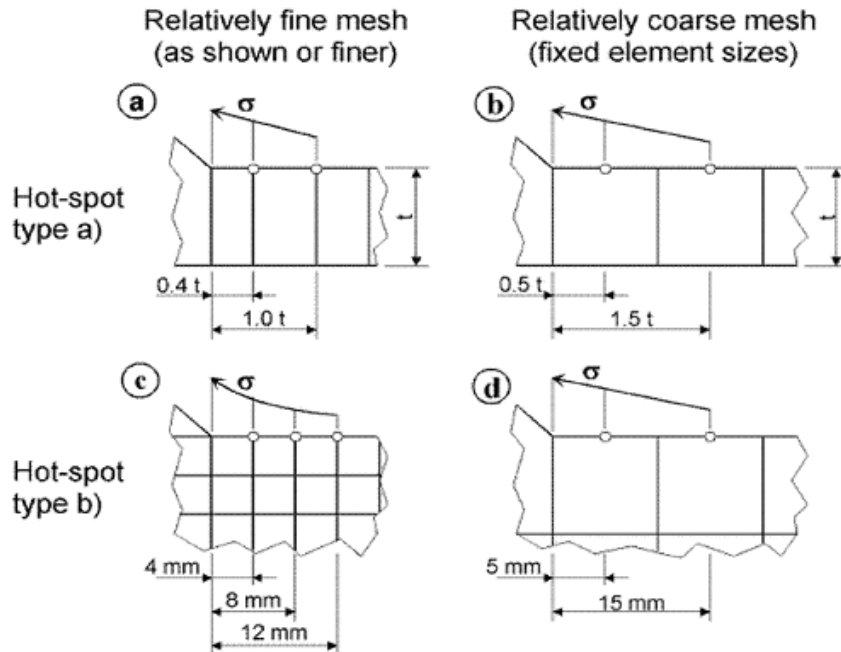


Figura 40: Riassunto delle casistiche di interpolazione per l'ottenimento della tensione di hot spot col metodo degli elementi finiti.

Type of model and weld toe		Relatively coarse models		Relatively fine models	
		Type a	Type b	Type a	Type b
Element size	Shells	$t \times t$ $\max t \times w/2^{*)}$	10 x 10 mm	$\leq 0.4 t \times t$ or $\leq 0.4 t \times w/2$	$\leq 4 \times 4$ mm
	Solids	$t \times t$ $\max t \times w$	10 x 10 mm	$\leq 0.4 t \times t$ or $\leq 0.4 t \times w/2$	$\leq 4 \times 4$ mm
Extrapolation points	Shells	0.5 t and 1.5 t mid-side points ^{**)}	5 and 15 mm mid-side points	0.4 t and 1.0 t nodal points	4, 8 and 12 mm nodal points
	Solids	0.5 and 1.5 t surface center	5 and 15 mm surface center	0.4 t and 1.0 t nodal points	4, 8 and 12 mm nodal points
^{*)} w = longitudinal attachment thickness + 2 weld leg lengths ^{**)} surface center at transverse welds, if the weld below the plate is not modelled (see left part of fig. 2.2-11)					

Figura 41: Riassunto della dimensione degli elementi per una corretta estrapolazione delle tensioni.

Esistono metodi alternativi all'extrapolazione lungo le superfici delle piastre, come il metodo proposto da Haibach e quello proposto da Xiao e Yamada. Il primo richiede di determinare la tensione a una distanza di 2mm dal piede di saldatura, mentre il metodo di Xiao e Yamada, come già introdotto in precedenza, si basa sulla tensione presa ad 1mm sotto la superficie delle piastre in corrispondenza del piede di saldatura. In entrambi i metodi non è richiesta la correzione tramite il coefficiente legato allo spessore delle piastre. Infatti, tale effetto, risulta già incluso nei valori di tensione sopraindicati.

5.2.1 Hot spot per giunzioni di componenti di sezione circolare cava

Le sezioni cave circolari *CHS* (dall'acronimo inglese *Circular Hollow Section*) sono spesso impiegate nelle strutture off-shore e vengono frequentemente analizzate tramite formule parametriche. Quando le formule parametriche non sono sufficienti, queste strutture vengono trattate col metodo degli elementi finiti. Riportiamo di seguito alcune regole generali per la modellazione riportate in [5], ma proposte dall'*ARSEM* (*Association de Recherche sur les Structures Metalliques Marines*).

1. Vengono usati generalmente elementi piastra sottili curvati a 8 nodi, i quali forniscono ottimi risultati. Gli elementi solidi o gli elementi piastra spessi vengono utilizzati nei *K-joints* (giunti dove la disposizione dei tubi saldati ricorda la lettera K) quando c'è poco spazio fra i 2 "rami" attaccati, oppure per giunti multiplanari. Gli elementi solidi devono essere utilizzati nelle zone del giunto che mostrano un comportamento tridimensionale (come riportato in figura 42) e, inoltre, definiscono meglio il piede di saldatura rispetto agli elementi piastra.
2. Il giunto viene modellato come intersezione dei piani mediani delle strutture tubolari.
3. Le dimensioni degli elementi perpendicolari alla curva di intersezione dei due tubi (come evidenziato in figura 43 dalle dimensioni m ed e) deve essere tale che i punti centrali degli elementi o i primi punti di integrazione non siano più lontani di $0.4t$ dal piede di saldatura immaginario, proiettato sul piano mediano (distanza a).
4. La dimensione b degli elementi evidenziata in figura 43 non deve superare $1/24$ della lunghezza della curva di intersezione. Tale lunghezza limite aumenta fino a $1/12$ nel caso di elementi isoparametrici.

5. La massima dimensione degli spigoli degli elementi lontani dall'intersezione non deve superare la lunghezza di un arco che sottende un angolo di 30° (60° per gli elementi isoparametrici). Le variazioni di dimensioni degli elementi devono avvenire gradatamente.
6. Quando si uniscono 2 tubi di pari diametro, come mostrato in figura 44, in prossimità del punto di sella bisogna modellare la giunzione seguendo la linea $a'-b-c$.

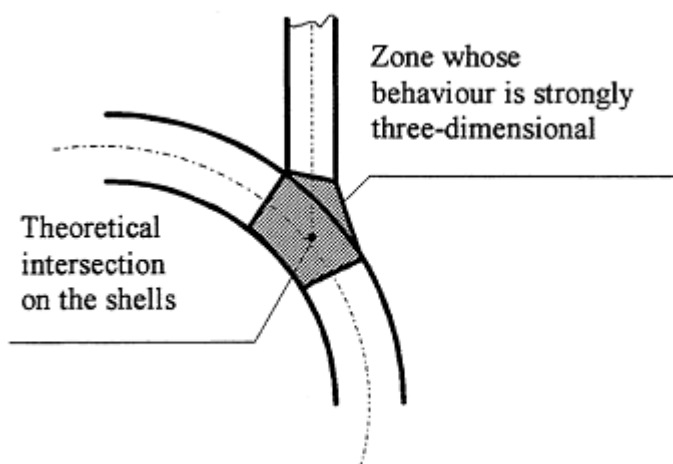


Figura 42: Zona a comportamento tridimensionale in un giunto *CHS*.

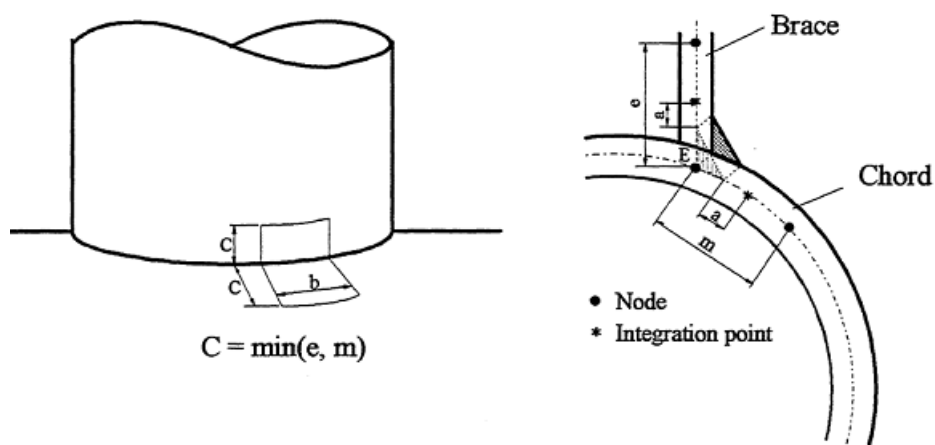


Figura 43: Grandezze geometriche in un giunto *CHS*.

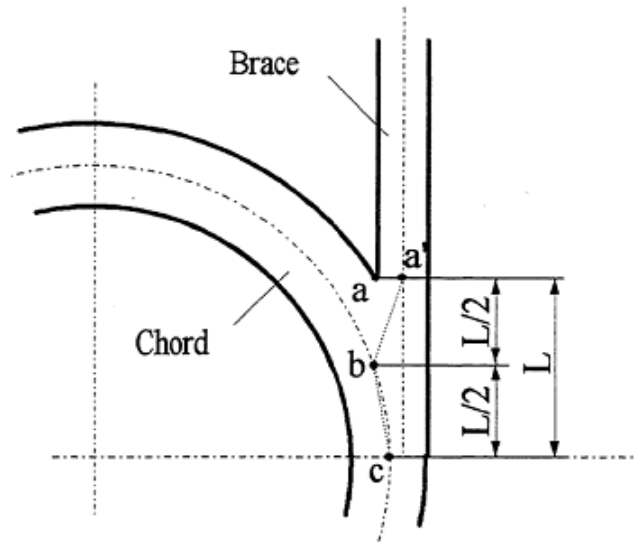


Figura 44: Giunto *CHS* di tubi aventi uguale diametro.

Come mostrato in figura 45, si provvede poi ad estrapolare la tensione di hot spot tramite i punti di integrazione degli elementi adiacenti al piede di saldatura. Le regole dell'*ARSEM* presuppongono che le curve S-N siano costruite estrapolando le tensioni misurate tramite estensimetri a rosetta, utilizzando il metodo della tensione principale.

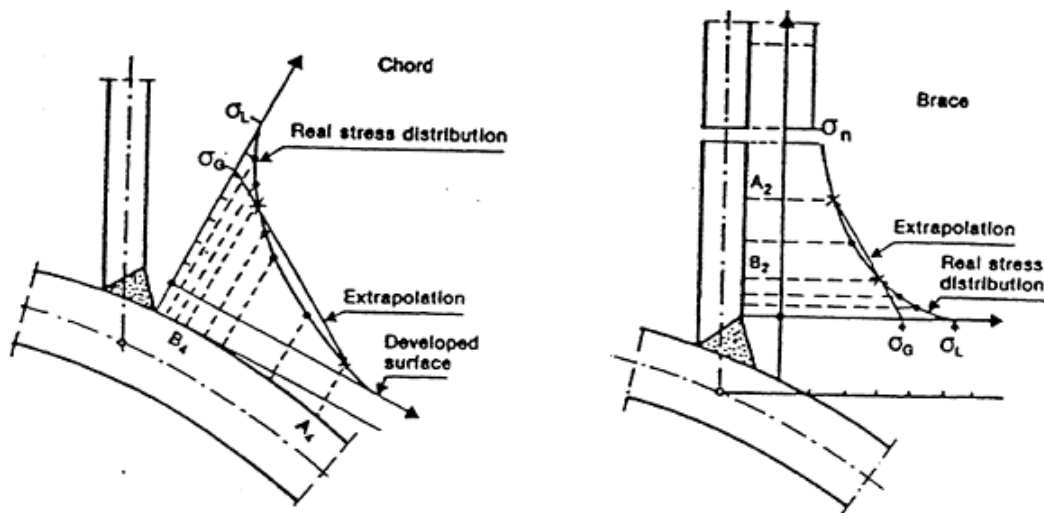


Figura 45: Estrapolazione delle tensioni in un giunto *CHS*.

5.2.2 Hot spot per giunzioni di componenti di sezione rettangolare cava

Le sezioni rettangolari cave *RHS* (dall'acronimo inglese *Rectangular Hollow Section*) differiscono dalle *CHS* per due motivi fondamentali:

- la distribuzione della rigidità lungo le pareti è diversa da quella che si avrebbe con un corpo cilindrico;
- ci sono angoli in prossimità della saldatura del tubo principale e del giunto che, seppur raccordati, sono sedi di concentrazioni tensionali. Avremo quindi due concentratori di tensione posti in vicinanza, poiché questo effetto intaglio interagisce con la presenza della saldatura, come mostra la figura 46.

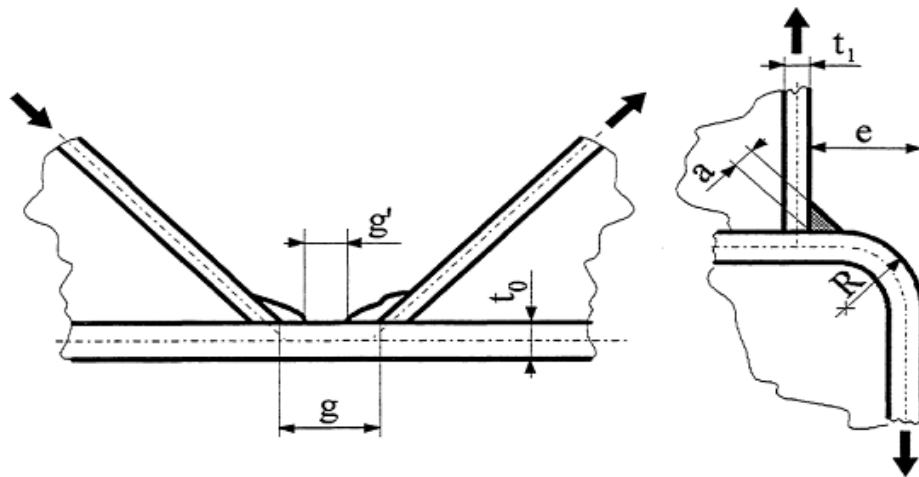


Figura 46: Esempio di giunto *RHS*.

Da quanto detto nel secondo punto risulta chiaro come elementi piastra non siano in grado di modellare adeguatamente la rigidità della zona indicata a destra nella figura 46. Infatti, nei giunti *RHS*, occorre modellare saldature e zone adiacenti tramite elementi solidi, mentre per il resto della struttura possono essere utilizzati anche elementi piastra. Per collegare queste due regioni del giunto si usano elementi di transizioni o equazioni di legame che costringono i nodi degli elementi solidi a seguire le rotazioni dei nodi degli elementi piastra. E' possibile, come alternativa, utilizzare solamente quest'ultima tipologia di elementi a patto che, per considerare la rigidità del giunto, venga incrementato adeguatamente lo spessore degli elementi piastra nelle zone adiacenti la saldatura. Questo metodo risulta verificato sperimentalmente, come riportato in letteratura. In alternativa la saldatura può essere modellata tramite elementi piastra inclinati. Queste due ultime proposte vengono illustrate in figura 47.

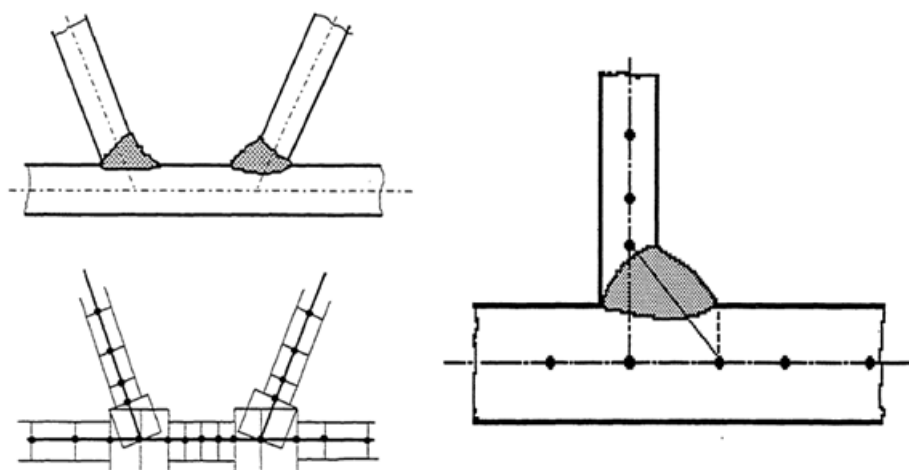


Figura 47: Modellazione della saldatura di componenti *RHS* tramite elementi piastra di spessore aumentato (a sinistra) e elementi piastra inclinati (a destra).

5.2.3 Hot spot per fazzoletti di rinforzo saldati sulle superfici di piastre

La figura 48 mostra una piastra con 2 fazzoletti di rinforzo (è stato rappresentato solo un quarto del giunto, che risulta simmetrico, per semplicità di disegno), modellata tramite una mesh multistrato fine di elementi solidi, caricata a sforzo normale. Per via della simmetria della giunzione non abbiamo tensioni flettenti. Si nota, inoltre, che la tensione membranale si concentra lungo la linea dei due rinforzi, mostrando una rapida crescita in prossimità della fine del fazzoletto, specialmente a distanza di 2mm o del 20% dello spessore da essa. Dall'analisi della figura 49 si nota come, modellando lo stesso particolare con elementi piastra, i fazzoletti di rinforzo si attaccano alla piastra lungo una sola linea, portando ad un'eccessiva stima delle tensioni al piede di saldatura. Inoltre, è possibile osservare che l'incremento di tensione lungo una linea longitudinale alla saldatura mostra la sua natura non lineare. Il grafico superiore, che riporta l'andamento delle tensioni lungo una linea trasversale alla saldatura, mostra come l'utilizzo di elementi piastra comporta un picco tensionale più stretto rispetto alla mesh realizzata con elementi solidi di pari dimensioni.

L'analisi tramite il metodo hot spot viene realizzata considerando le tensioni lungo due linee trasversali, poste a distanza $0.4t$ e $1.0t$. Per effettuare l'interpolazione lineare, che determina la tensione nel piede di saldatura in corrispondenza della fine dei rinforzi, si utilizza la media, fatta rispetto allo spessore dei fazzoletti, delle tensioni riportate lungo le linee prima definite. I valori di tensione così mediati sono mostrati nel grafico superiore della figura 49.

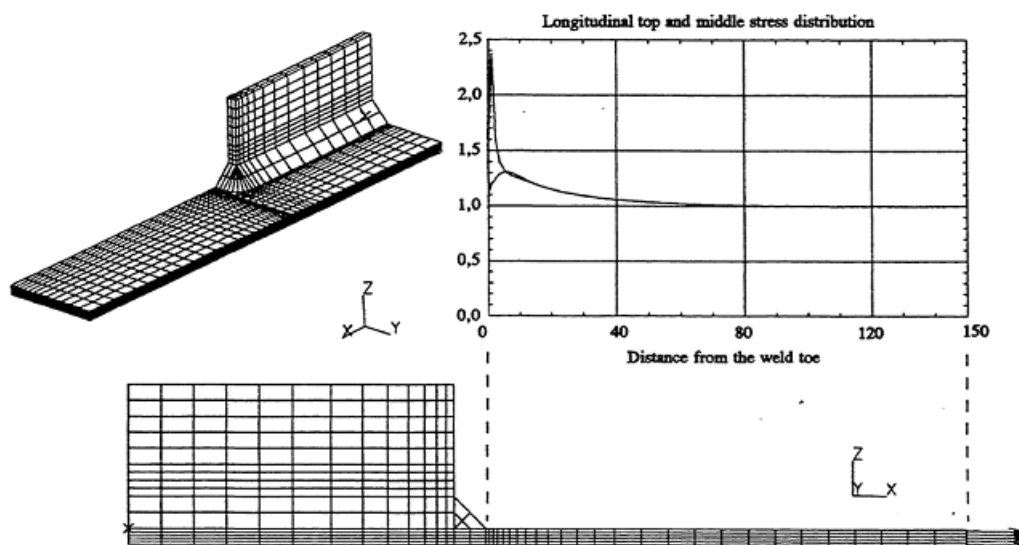


Figura 48: Distribuzione tensionale valutata lungo una linea longitudinale alla saldatura di un giunto simmetrico composto da una piastra e due fazzoletti di rinforzo.

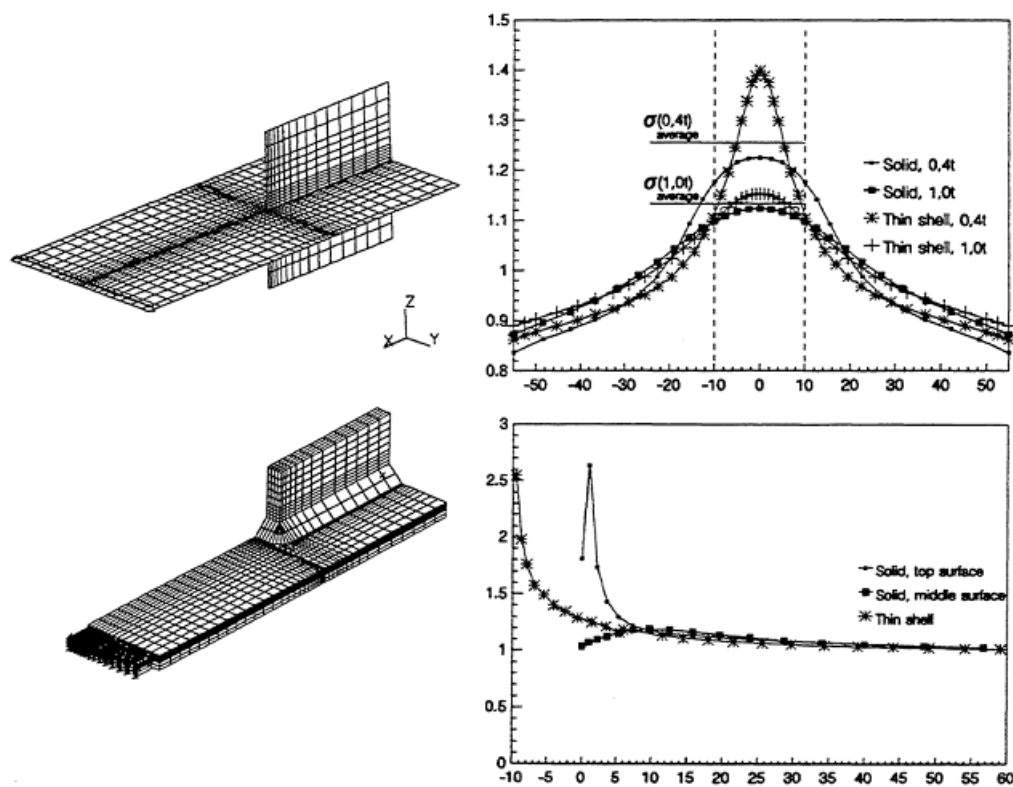


Figura 49: Confronto fra le distribuzioni tensionali del giunto esempio ottenute grazie a mesh di elementi piastra ed elementi solidi.

Corrispondentemente a quanto indicato, gli elementi piastra ad 8 nodi posti in corrispondenza del piede della saldatura, possono avere dimensione massima pari a $0.4t$ oppure $0.8t$ a seconda di dove il software rileva le tensioni (ovvero se vengono usati i nodi nei vertici o i punti centrali dell'elemento). Occorre notare che, prima di interpolare, l'utilizzo di elementi a 4 nodi porta a risultati apparentemente esagerati. Tuttavia, operando l'interpolazione definita in precedenza, anche questi elementi portano a risultati soddisfacenti.

I risultati mostrati nelle figure 48 e 49 sono stati ottenuti prendendo le tensioni ai nodi nei vertici degli elementi. Nel caso in cui il programma agli elementi finiti utilizzi i punti centrali, i risultati possono variare in modo limitato.

Saldando un solo rinforzo su una piastra vengono introdotte anche tensioni flessionali. Utilizzando l'analisi FEM, dello stesso giunto, modellato in modi diversi, si possono distinguere i seguenti effetti che comportano concentrazione tensionale sullo spigolo verticale del rinforzo:

- concentrazione di tensione membranale dovuta alla sezione trasversale del rinforzo che irrigidisce la struttura;
- tensioni flessionali nella piastra dovute a un'eventuale eccentricità del fazzoletto;
- tensioni flessionali dovute alla rigidità introdotta dal rinforzo, la quale impedisce alla piastra di seguire totalmente la curvatura che avrebbe senza il rinforzo stesso;
- la tensione flessionale dovuta a eventuali caricamenti sul rinforzo.

Più semplicemente, l'accumulo tensionale al termine del rinforzo può essere visto tramite l'analogia idrodinamica. Le linee di flusso fittizie, infatti, si addensano nel punto sopraindicato. In modo altrettanto semplice basta pensare al fatto che il rinforzo introduce un irrigidimento e, in accordo con il problema delle tre aste, la parte più rigida di una struttura si fa carico della maggior quota parte delle tensioni.

5.2.4 Hot spot per fazzoletti di rinforzo saldati sugli spigoli di piastre

L'analisi a fatica di giunti saldati in cui si ha un improvviso cambio di larghezza causa, generalmente, molti problemi. Esempi di tale tipologia di giunti sono i fazzoletti di rinforzo saldati al bordo di una piastra, figura 50 a) e b), e l'incrocio di due travi, dettaglio c).

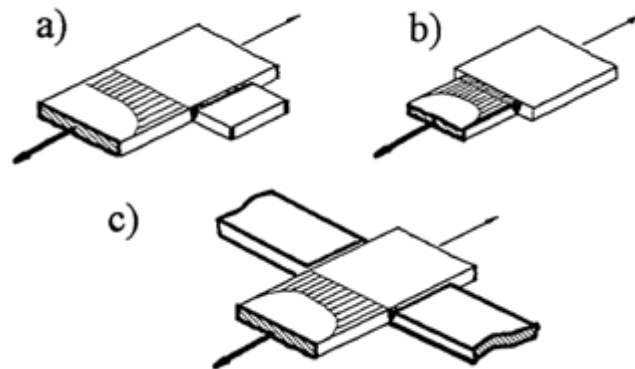


Figura 50: Esempi di fazzoletti di rinforzo saldati sugli spigoli di una piastra.

I problemi nell'analisi a fatica sono dovuti al fatto che sia l'effetto intaglio dovuto alla saldatura sia la *structural stress*, per via della geometria del rinforzo, mostrano incrementi non lineari nella zona di giunzione. Inoltre, i due effetti interagiscono fra di loro. Nel campo di questi componenti, ci sono differenze nel comportamento a fatica a seconda che gli angoli della giunzione vengano arrotondati tramite rettifica (caso b, *load carrying gusset at plate edge*) oppure siano lasciati "a spigolo vivo" (caso a, *Non-load carrying gusset at plate edge*). Possono essere applicati diversi metodi per l'analisi a fatica di questi dettagli, ma sfortunatamente i dati sperimentali disponibili sono pochi.

Per via di queste difficoltà di analisi (i metodi propriamente adatti sono tuttora in corso di sviluppo) vengono proposti due metodi ingegneristici semplici per ottenere la tensione di hot spot. Il primo risulta migliore nel caso di misurazione delle deformazioni tramite estensimetri posizionati sugli spigoli delle piastre, mentre il secondo è più adatto ad analisi FEM. Tuttavia, entrambi i metodi forniscono risultati accettabili.

1. Il primo metodo è del tutto analogo alla misurazione delle tensioni per un hot spot type b). Si estrapola infatti in modo quadratico, utilizzando la formula 6. Poiché gli estensimetri sono posizionati a distanze fisse dal piede di saldatura, si considerano diverse entità del picco non lineare, a seconda delle dimensioni del dettaglio. Questo aspetto rende particolarmente agevole la misurazione (l'effetto dello spessore risulta già incluso) e, allo stesso tempo, comporta una complicazione nelle analisi FEM. Utilizzando questo metodo si provvede poi a confrontare i risultati con i dati di resistenza a fatica relativi a un'analisi hot spot basilare, effettuata su piastre di spessore di 25mm, per quanto riguarda l'acciaio. Per l'alluminio, invece, si confronta coi dati ottenuti da piastre di

spessore 10mm. In entrambi i casi, quindi, si considera esclusa la riduzione della resistenza a fatica legata allo spessore.

- Viene utilizzata una tensione ottenuta estrapolando linearmente le tensioni misurate alla distanza di $0.15t_{app}$ e $0.3t_{app}$ dal punto critico, dove t_{app} è lo spessore apparente. L'effetto dello spessore non è incluso, occorre quindi moltiplicare per il relativo coefficiente $f(t)$ calcolato considerando t_{app} invece dello spessore t . Lo spessore apparente è determinato come segue, dove le grandezze indicate sono riportate in figura 51.

$$t_{app} = \min \{B, 1.5L, 15H\}$$

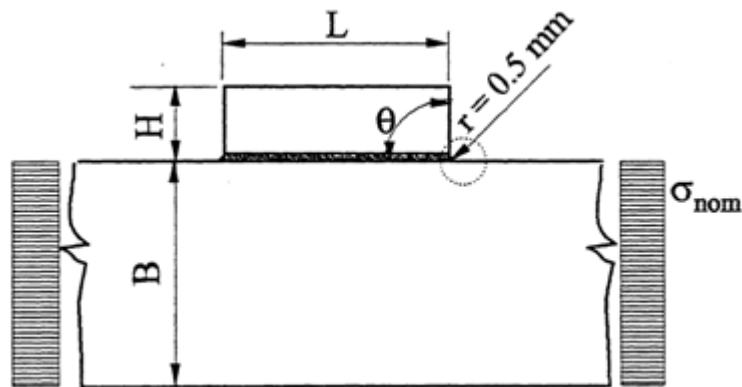


Figura 51: Illustrazione delle grandezze coinvolte nella determinazione di t_{app} .

Come detto in precedenza i risultati ottenuti vanno confrontati con quelli ottenuti per piastre spesse 25mm, una volta moltiplicati per il fattore di riduzione $f(t)$, determinato come:

$$f(t) = \left(\frac{t_{ref}}{t_{app}} \right)^{0.25}$$

Dove $t_{ref} = 25mm$. Questo secondo metodo può essere usato quando una delle dimensioni B , $1.5L$ o $15H$ è abbastanza piccola. Inoltre l'accuratezza del fattore $f(t)$ non è sufficiente per spessori oltre i 300mm, rendendo inutilizzabile questo secondo approccio.

5.2.5 Hot spot per rinforzi sulla parte terminale di piastre di copertura

La parte terminale delle piastre di copertura saldate come in figura 52 rappresenta il fattore che genera la maggior concentrazione tensionale in questo tipo di giunti. Sono state testate diverse geometrie per le suddette zone critiche di questi rinforzi

per migliorarne la resistenza a fatica, senza però ottenere alcun successo. Da queste considerazioni deriva che la forma della parte terminale non influisce sulla concentrazione tensionale in queste zone. Esempi di diverse geometrie di parti terminali di piastre di copertura sono mostrati in figura 52.

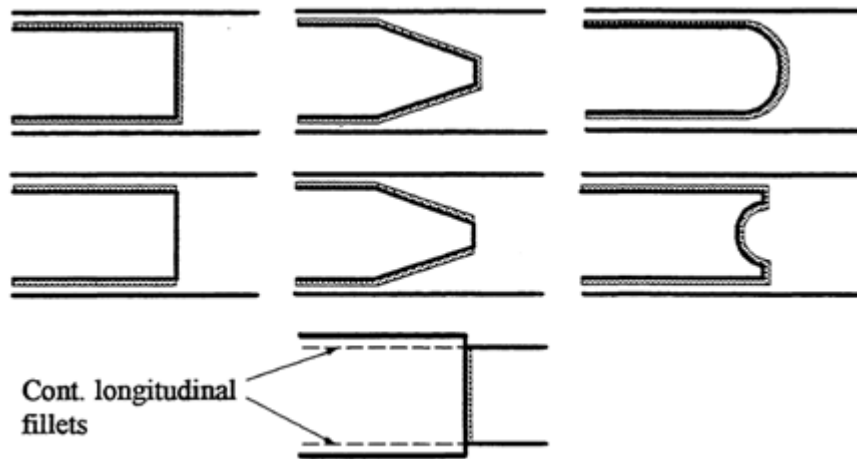


Figura 52: Esempi di rinforzi sulla parte terminale di piastre di copertura.

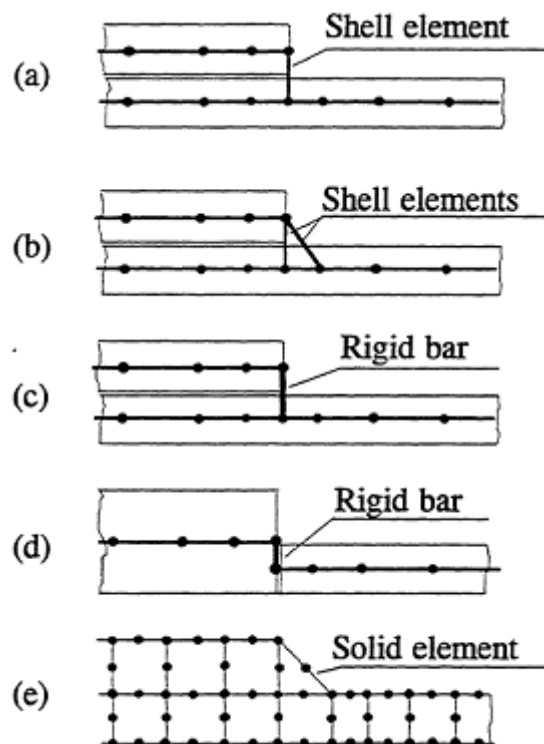


Figura 53: Metodi di modellazione della parte terminale della giunzione di piastre di rinforzo.

La figura 53 mostra alcuni metodi per modellare, tramite il metodo degli elementi finiti, la parte terminale delle piastre di rinforzo.

Gli elementi piastra possono essere utilizzati per modellare la flangia e la piastra di copertura come due corpi distinti (fig.53.c) oppure, in forma semplificata, per modellare la giunzione come un'unica struttura, aumentando lo spessore della zona dove i due corpi sono sovrapposti (fig.53.d). Il collegamento fra i due piani di elementi avviene, in entrambi i casi, tramite barre rigide. Esperimenti hanno mostrato come questa modellazione semplificata fornisca risultati accettabili in termini di tensioni, ma non sia affidabile per ottenere le deformazioni.

Gli elementi piastra usati per modellare la parte terminale del rinforzo possono essere disposti verticalmente (come illustrato in fig.53.a) oppure, nel caso di presenza di altre discontinuità in vicinanza, vengono disposti come mostrato in fig.53.b): un elemento verticale e uno obliquo. Questi elementi piastra di connessione, però, hanno lo svantaggio della “falsa” media delle tensioni nei nodi comuni effettuata dal post-processor. Per evitare questi problemi vengono utilizzati elementi solidi, che comunque garantiscono un'adeguata rigidità nel caso di più discontinuità strutturali vicine (fig.53.e).

Se la parte terminale del rinforzo è dritta si consiglia di rilevare la tensione superficiale lungo linee longitudinali, sia in prossimità della giunzione che lontano da essa, e lungo due linee trasversali a distanza $0.4t$ e $1.0t$ dalla fine della piastra saldata. In questo modo è possibile avere estrapolazione lineare lungo diverse rette perpendicolari al piede della saldatura, ottenendo la tensione di hot spot in diversi punti candidati ad ospitare l'inizio del crack. Le dimensioni degli elementi devono essere scelte in modo da riuscire ad individuare le tensioni lungo le rette sopra menzionate. Una piastra di rinforzo larga quanto la flangia e con parte terminale dritta risulta essere sottoposta ad uno stato tensionale singolare che richiede una modellazione più accurata.

Nel caso in cui le travi a cui sono saldate i rinforzi siano soggette a flessioni biassiali, il massimo delle tensioni membranali cade in corrispondenza del bordo della flangia della trave (per flangia viene intesa la parte superiore della trave, alla quale è saldata la piastra di rinforzo). Un'attenta modellazione della geometria della piastra di rinforzo consente di ottimizzare la resistenza di questo giunto. Viene consigliata una geometria della parte terminale a forma di freccia smussata. In questo modo l'hot spot può venire a trovarsi sia nella parte terminale della piastra di rinforzo che al bordo della flangia. In quest'ultimo caso la tensione principale non risulta essere perpendicolare alla saldatura. Bisogna quindi prestare un'adeguata attenzione nel modellare questo particolare giunto.

5.3 Notch stress approach

Come già indicato in precedenza, per applicare questa teoria occorre includere il picco non lineare delle tensioni. La risoluzione di un gradiente di tensione così ripido è possibile solo tramite l'utilizzo di una mesh raffinata. Fortunatamente, però, quando l'intaglio dato dalla saldatura è sufficientemente lungo si possono usare elementi bidimensionali in deformazione piana, semplificando la modellazione. È stato dimostrato che l'utilizzo di mesh adeguatamente fini portano a risultati accettabili se confrontati con i risultati sperimentali e con le formule parametriche proposte in letteratura. Spesso, per rendere agevole la modellazione si definiscono due sottomodelli: il primo con un livello di finitura della mesh pari ai modelli per la risoluzione della structural stress e un secondo più fine, ristretto all'area dell'intaglio, per rilevare le tensioni in questa zona. Questo secondo sottomodello deve essere caricato con tensioni e deformazioni determinate con il primo. In molti casi, però, è sufficiente riportare il massimo delle tensioni non lineari e, visto che tale massimo cade in superficie, si possono utilizzare metodi di analisi *BEM* (*Boundary Element Method*).

La dimensione degli elementi deve essere scelta in funzione della geometria idealizzata del giunto, a seconda del raggio di riferimento e dell'approccio scelto. Il metodo più accreditato per la creazione della geometria teorica è quello proposto da Neuber e Radaj, già illustrato nella sezione 2.3. Utilizzando l'approccio quadratico la grandezza relativa degli elementi deve essere pari a un quarto del raggio di riferimento r_{ref} . Quindi per $r_{ref} = 1mm$ o $r_{ref} = 0.05mm$ avremo, rispettivamente, elementi di dimensioni 0.25mm o 0.012mm. Nell'approccio lineare, invece, viene consigliata una dimensione relativa degli elementi pari a un sesto di r_{ref} . Avremo quindi elementi con dimensioni di 0.15mm nel caso di lastre spesse e 0.008mm per lastre sottili [10]. A seconda che venga modellato il piede o la radice di saldatura, Sonsino consiglia l'utilizzo di un numero minimo di elementi che concorrono sull'arco dell'intaglio. Minimo 3 o 5 elementi se si considera l'intaglio al piede di saldatura con approccio quadratico o lineare, 24 o 40, invece, per quanto riguarda la modellazione della radice della saldatura.

L'analisi FEM per il calcolo della notch stress è molto influenzata dalla dimensione degli elementi e dalla geometria del modello. In particolare, come mostra la figura 54, la distribuzione delle tensioni cambia al variare della posizione dell'intaglio.

Per ottenere risultati corretti occorre modellare l'intaglio, sia che si tratti della radice che del piede di saldatura, nella posizione che riproduce più fedelmente il giunto reale. In figura 55 è riportato l'esempio di modellazione di un giunto che interessa un componente a sezione cava quadrata, con probabile rottura alla radice della saldatura. Si noti che la modellazione viene effettuata nei due step consigliati

in precedenza: un primo modello più grossolano (a) e un secondo più dettagliato (b) oppure (c), a seconda che sia adeguato o meno l'utilizzo di elementi bidimensionali in deformazione piana.

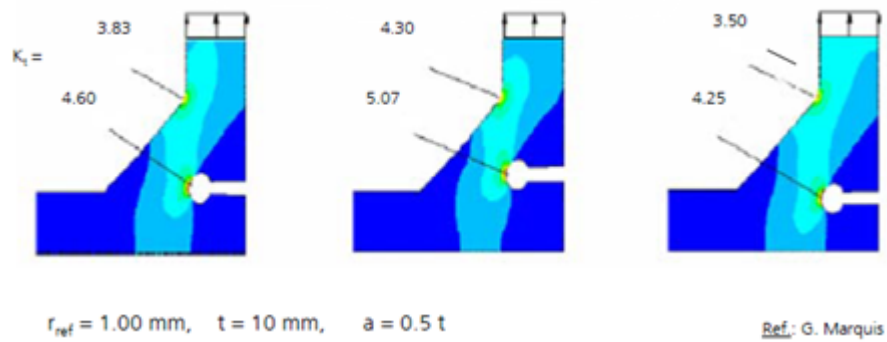


Figura 54: Differenti distribuzioni tensionali al variare dell'altezza dell'intaglio alla radice della saldatura di un giunto sottoposto a carichi trattivi.

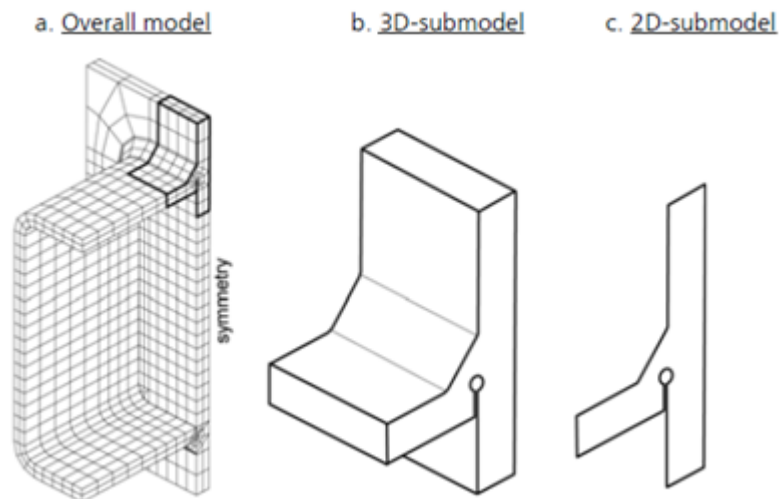


Figura 55: Modellazione di un giunto RHS con possibile punto di inizio frattura alla radice della saldatura.

6 Applicazione: saldatura tra gancio ed elemento piastra in campo ferroviario

Si è preso come esempio applicativo un componente in acciaio, soggetto a carico trattivo, formato da un gancio passante attraverso una piastra forata, uniti tra di loro mediante due cordoni di saldatura realizzati su ambo i lati della piastra. Questo assemblato fa parte di una slitta, in grado di compiere un movimento verticale grazie un cilindro oleodinamico, impiegata per la movimentazione di emergenza di un locomotore ferroviario.

In questo capitolo ci si serve dei metodi *structural stress* e *notch stress* presentati per analizzare le tensioni che si sviluppano nelle saldature utilizzando il programma per l'analisi agli elementi finiti MSC Marc con solutore Mentat. L'assieme analizzato è riportato nelle figure 56 e 57.

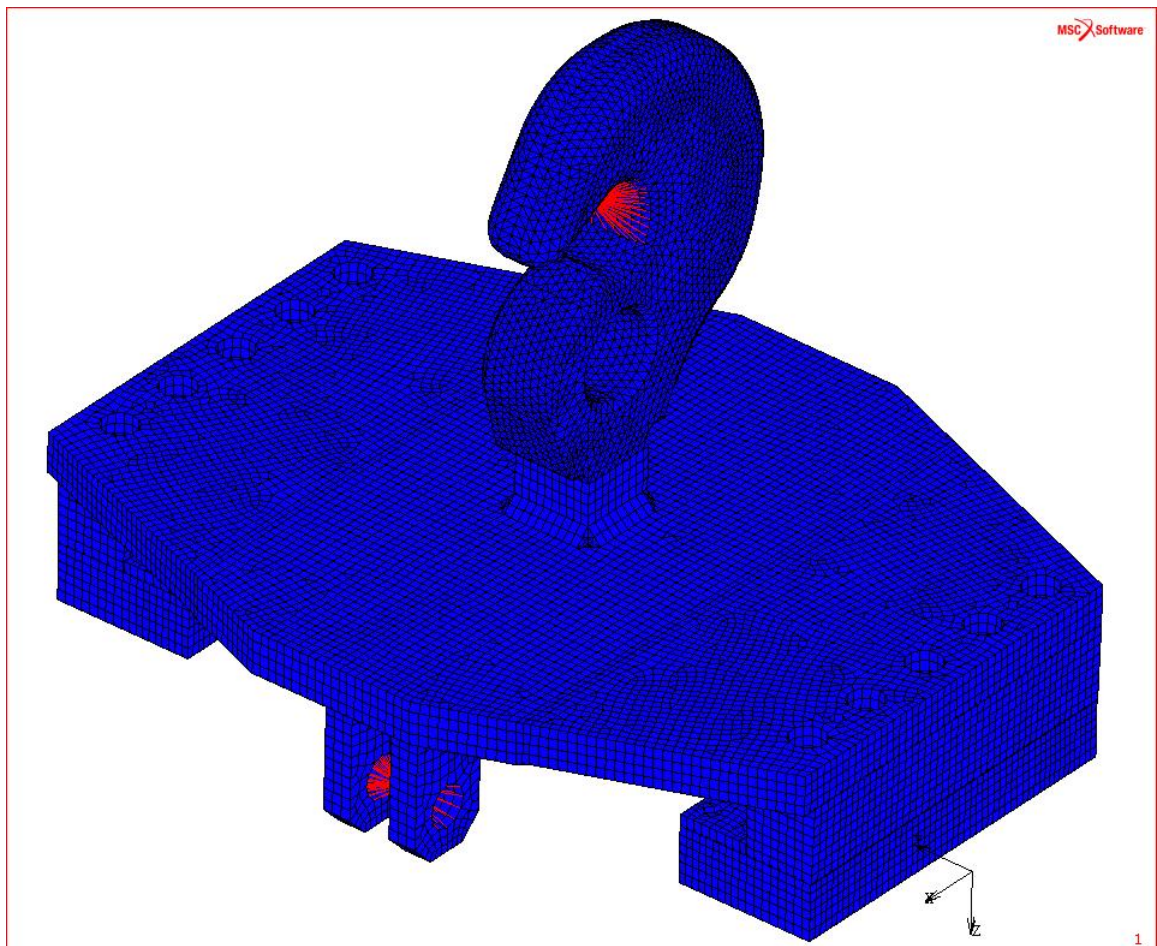


Figura 56: Vista dall'alto dell'assieme.

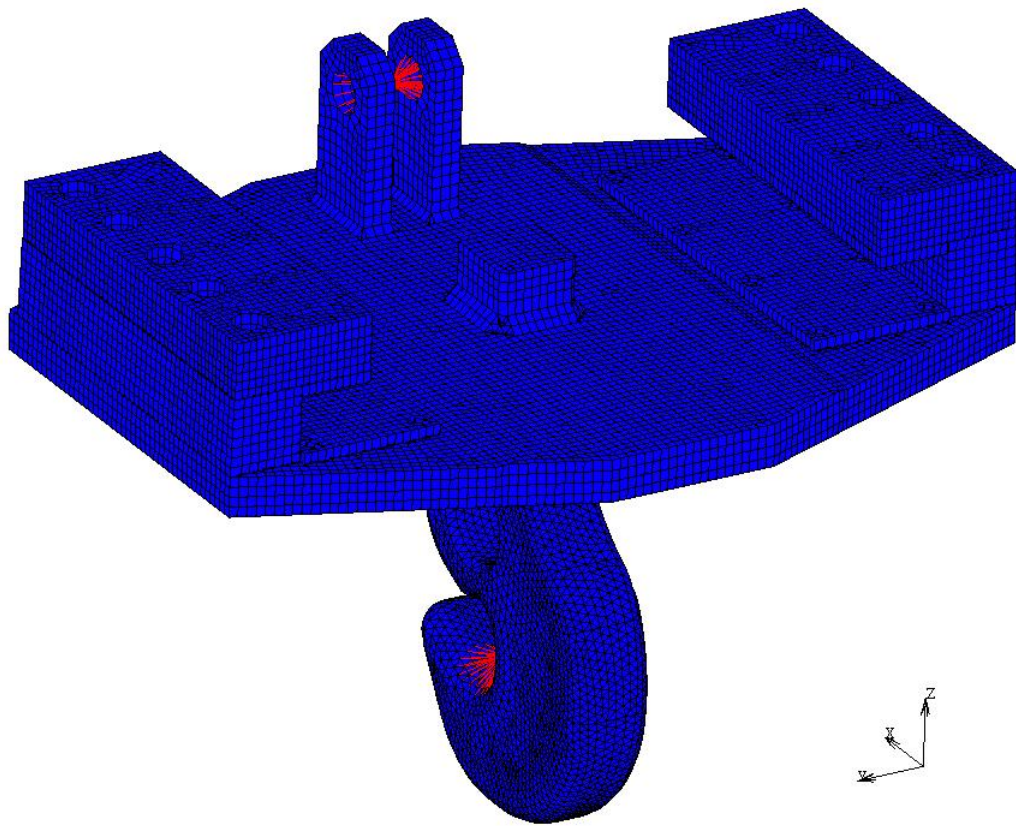


Figura 57: Vista dal basso dell'assieme.

6.1 Analisi structural stress

L'assieme descritto sopra è stato caricato con i carichi scelti dalle normative di omologazione dei locomotori ferroviari, concentrando la forza nel punto di mezzzeria del gancio. Le tensioni equivalenti risultate da questo caricamento vengono rappresentate nelle figure 58 e 59.

Si osservano che le zone maggiormente tensionate si presentano nei lati della saldatura corrispondenti alle parti dove la piastra viene collegata alle guide della slitta. Questo risultato era prevedibile considerando che la piastra viene flessionata da questo tipo di caricamento, presentando la massima curvatura in direzione dell'asse y per la presenza dei supporti da inserire nelle guide laterali. Tali guide vengono fissate al telaio del locomotore e non sono state rappresentate. Dall'analisi dei risultati appena riportati si è individuato il punto maggiormente tensionato (evidenziato in figura 60), a partire dal quale si è effettuato lo studio della structural stress.

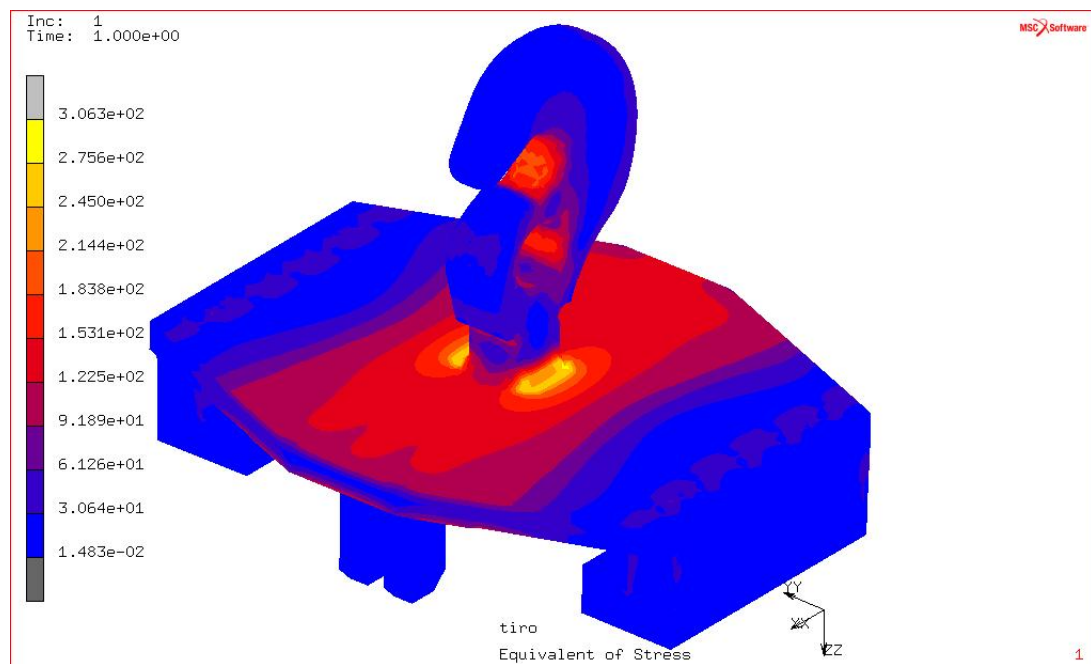


Figura 58: Tensioni equivalenti nell'assieme, dall'alto.

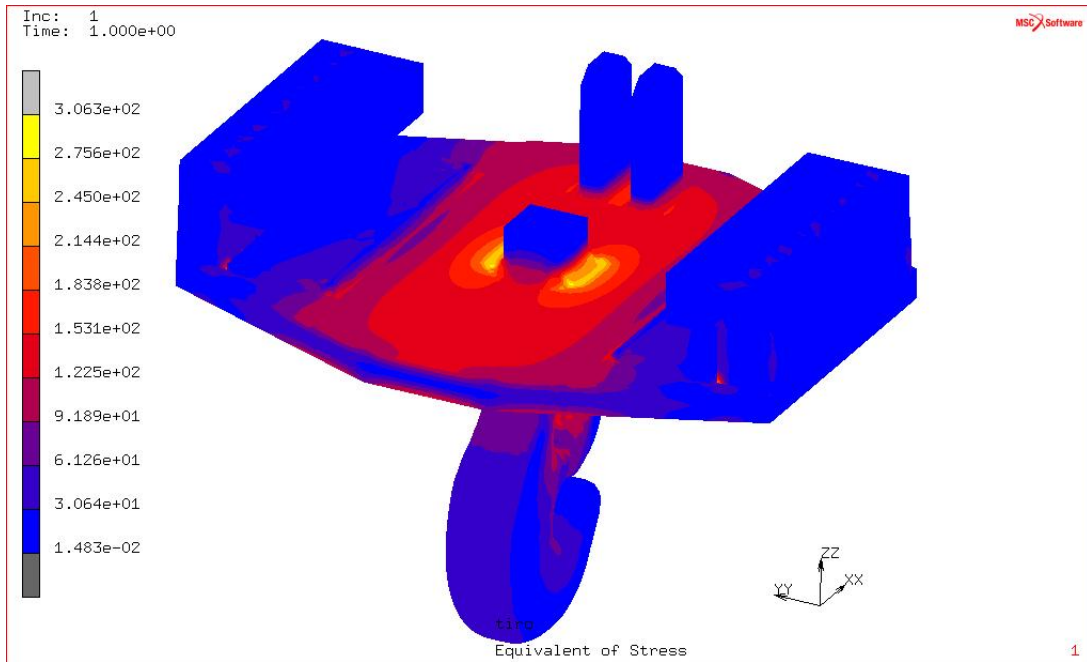


Figura 59: Tensioni equivalenti nell'assieme, dal basso.

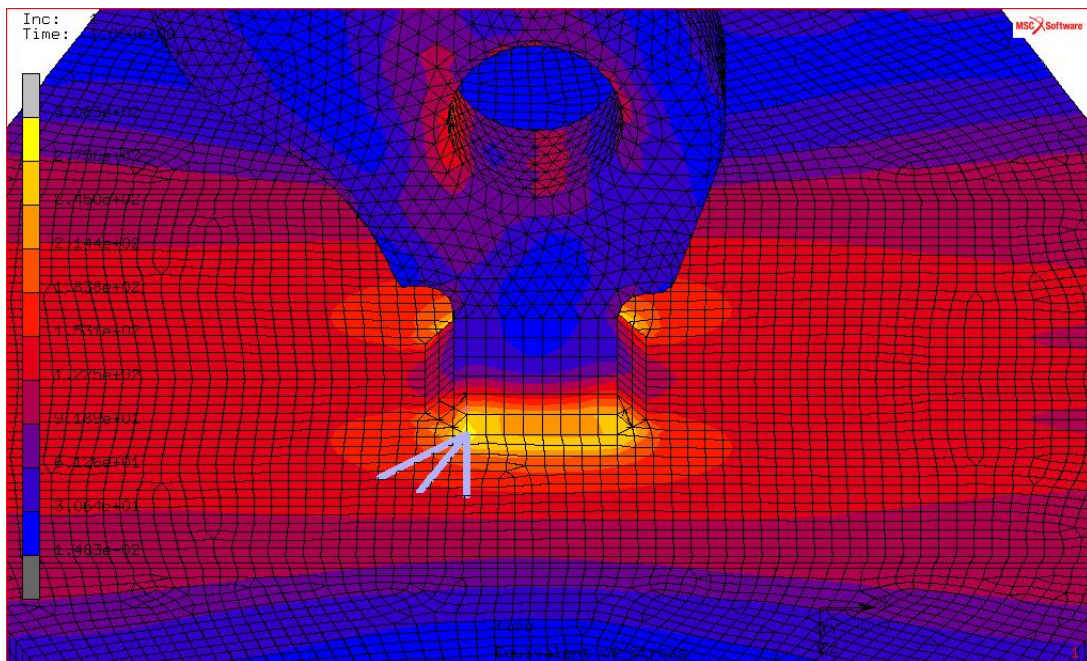


Figura 60: Punto scelto per l'analisi structural stress.

Per prima è stata effettuata l'interpolazione lineare, prendendo i punti a distanza $0.4t$ e $1.0t$ dal piede di saldatura ed utilizzando l'equazione 9. In questo caso siccome lo spessore della piastra è 30mm, i punti di interpolazione si trovano a distanza rispettivamente 12mm e 30mm. Le tensioni sono state ricavate dalle interpolazioni lungo le tre rette indicate in figura 60. Queste direzioni giacciono sulla superficie

superiore della piastra, la prima in direzione y mentre le altre due si discostano per una rotazione di un angolo di 22.5° e 45° . Tali rette sono state divise in 100 punti di campionamento e i grafici sottostanti riportano le tensioni misurate in tali punti.

Il grafico di figura 61 riporta la tensione in direzione y . Per tale motivo viene graficata la componente principale di tensione 22.

Interpolando secondo formula esposta precedentemente, la tensione al piede di saldatura risulta

$$\sigma_{hs} = 1.67 \cdot 290 - 0.67 \cdot 220 = 337 \text{ MPa}$$

Il grafico di figura 62 riporta la tensione nella direzione della retta ruotata di $22,5^\circ$ rispetto la retta parallela all'asse y . Per tale calcolo si è realizzato un sistema di riferimento ausiliario con asse x coincidente con la direzione della retta. Per questo motivo la tensione graficata è la componente principale 11.

Interpolando linearmente si ricava

$$\sigma_{hs} = 1.67 \cdot 265 - 0.67 \cdot 195 = 312 \text{ MPa}$$

Il grafico di figura 63 riporta l'andamento della tensione lungo la direzione della retta ruotata di 45° rispetto la prima retta considerata, ottenuta realizzando un sistema di riferimento ausiliario con l'asse x coincidente con la direzione della retta. Per questo motivo la tensione graficata è la componente principale 11.

Interpolando secondo la formula si ricava

$$\sigma_{hs} = 1.67 \cdot 215 - 0.67 \cdot 155 = 255 \text{ MPa}$$

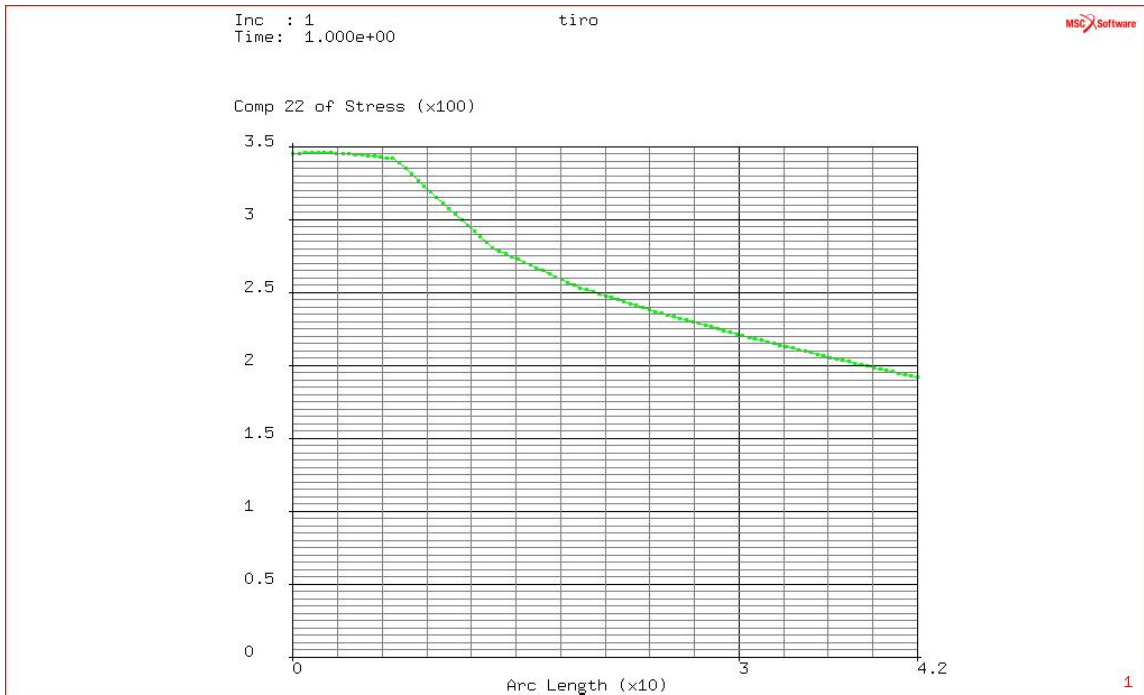


Figura 61: Campionamento delle tensioni lungo l'asse y.

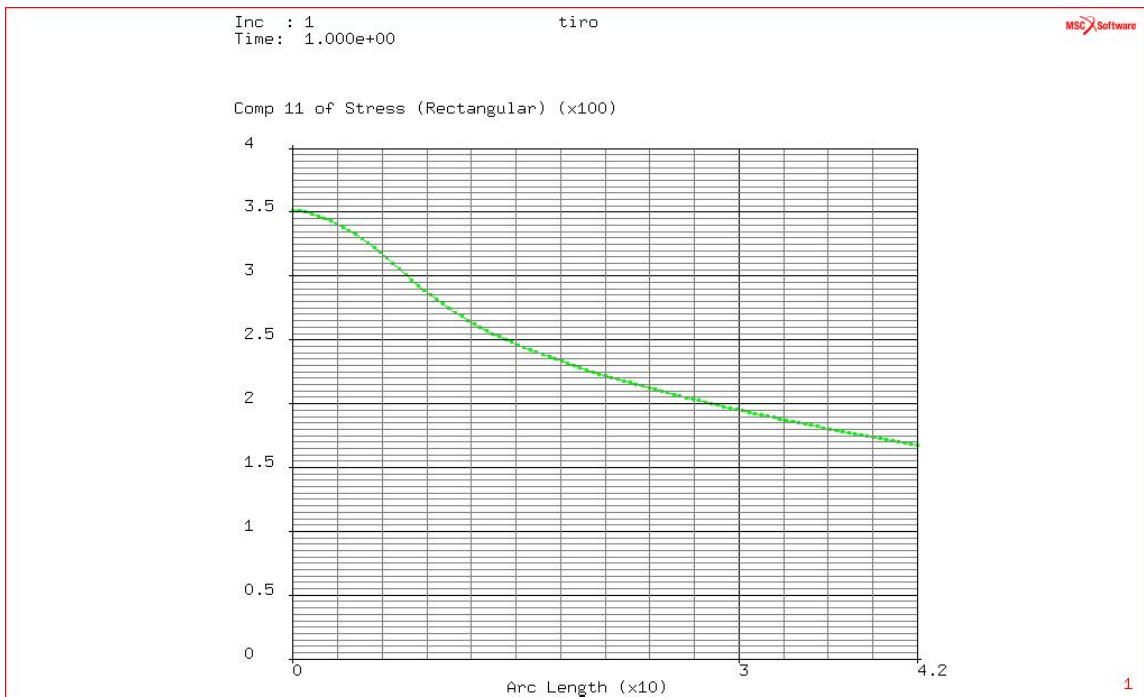


Figura 62: Campionamento delle tensioni lungo la linea ruotata di 22.5°.

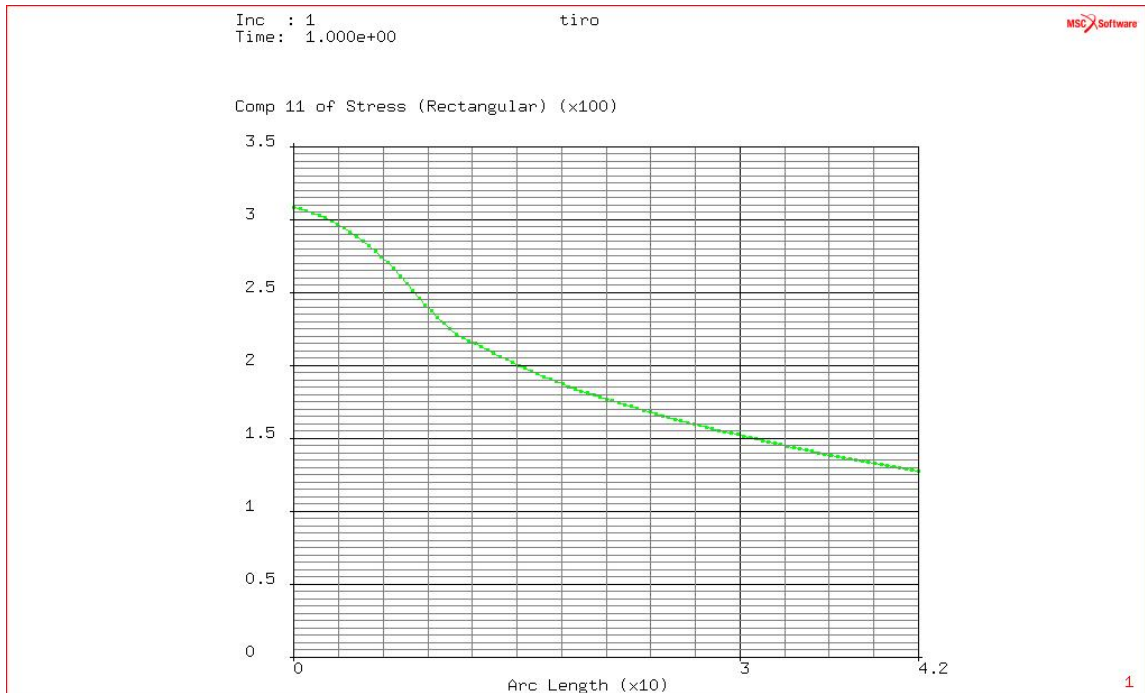


Figura 63: Campionamento delle tensioni lungo la linea ruotata di 45°.

Successivamente è stata realizzata l'interpolazione quadratica considerando tre punti a distanza $0.4t$, $0.9t$ e $1.4t$ dal piede di saldatura. Per questo motivo le tensioni sono campionate alle distanze 12mm, 27mm e 42mm. Si sono considerate sempre le stesse rette di interpolazione e con la medesima suddivisione in 100 punti.

Riferendoci sempre al grafico di figura 61 l'interpolazione quadratica (equazione 10), lungo la direzione parallela a y , fornisce

$$\sigma_{hs} = 2.52 \cdot 290 - 2.24 \cdot 230 + 0.72 \cdot 105 = 352 \text{ MPa}$$

Mentre per la direzione a 22.5° (figura 62) si ottiene

$$\sigma_{hs} = 2.52 \cdot 265 - 2.24 \cdot 205 + 0.72 \cdot 170 = 331 \text{ MPa}$$

Infine sulla retta inclinata a 45° (figura 63) si ricava

$$\sigma_{hs} = 2.52 \cdot 215 - 2.24 \cdot 160 + 0.72 \cdot 130 = 277 \text{ MPa}$$

Si noti come le due interpolazioni forniscono risultati molto simili. In particolare l'interpolazione quadratica fornisce risultati di poco maggiori. Per questo tipo di analisi, dove le tensioni crescono in maniera poco repentina all'avvicinarsi al cordone di saldatura, viene consigliata una più semplice interpolazione lineare.

Considerando che il ciclo a fatica al quale è sottoposto il gancio è un ciclo all'origine, visto che non sarà mai sottoposto a compressione, possiamo concludere che l'intervallo tensionale $\Delta\sigma$ coincide con le tensioni calcolate. In modo da considerare il caso peggiorativo si sceglie il valore di tensione che risulta essere il più elevato, per cui quello calcolato lungo la retta parallela a y, ottenuto con l'interpolazione quadratica. Quindi entrando nelle curve di resistenza dell'acciaio (in questo caso si deve far riferimento alla curva FAT 100) con $\Delta\sigma = 352 \text{ MPa}$ (fig. 64) si ottiene un numero di cicli ai quali il gancio resisterà compreso tra, circa, $3 \cdot 10^4$ e $5 \cdot 10^4$ cicli.

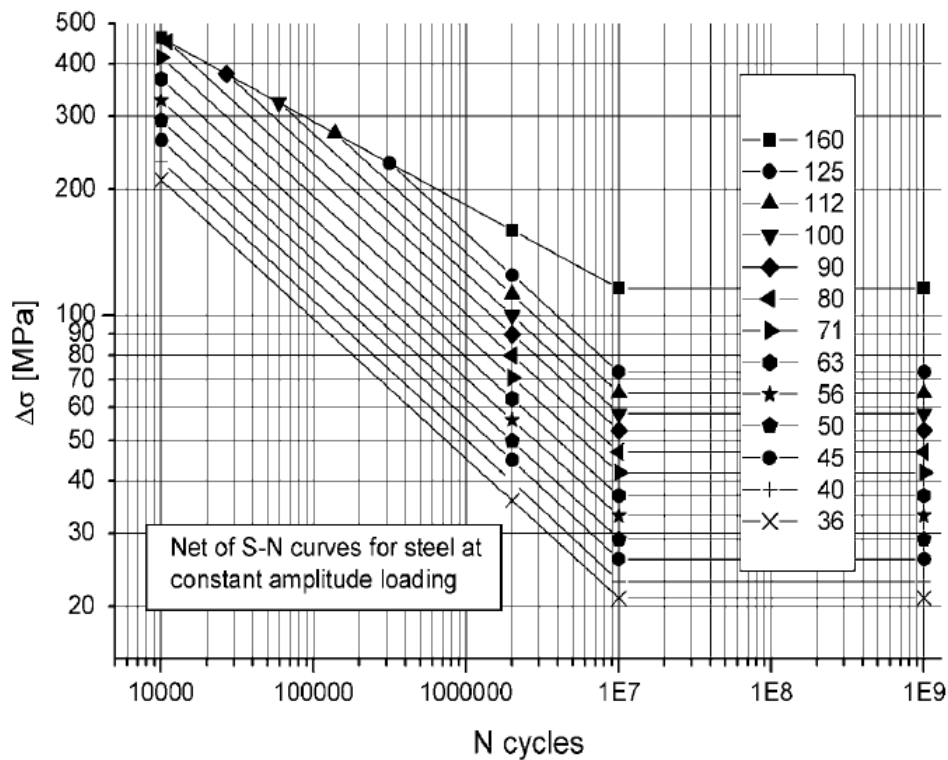


Figura 64: Curve S-N utilizzate per determinare la resistenza a fatica.

6.2 Analisi notch stress

Come visto nei capitoli precedenti, per applicare il notch stress approach è necessaria una trattazione più complicata poichè bisogna includere il picco non lineare di tensione. È stato necessario modellare un cordone di saldatura con il programma Solid Works. Si è introdotto un raggio fittizio r_{ref} (o ρ_f) utilizzato per raccordare il cordone e la piastra in corrispondenza del piede di saldatura e come raggio della circonferenza nella posizione della radice di saldatura. Tale raggio è stato preso pari ad 1mm visto che lo spessore della piastra è superiore a 5mm. Dopodichè è stata esportata la geometria nel programma di analisi agli elementi finiti ed è stata realizzata la meshatura del cordone.

In figura 65 è presentato il cordone di saldatura utilizzato in Marc-Mentat, mentre in figura 66 è riportata la sezione del cordone.

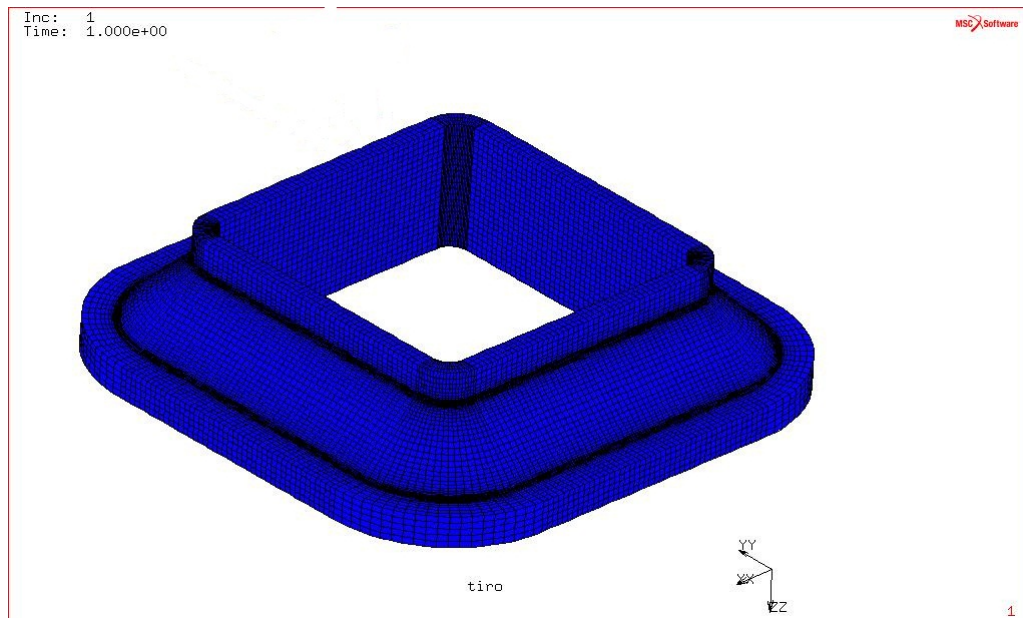


Figura 65: Cordone di saldatura meshato in Marc-Mentat.

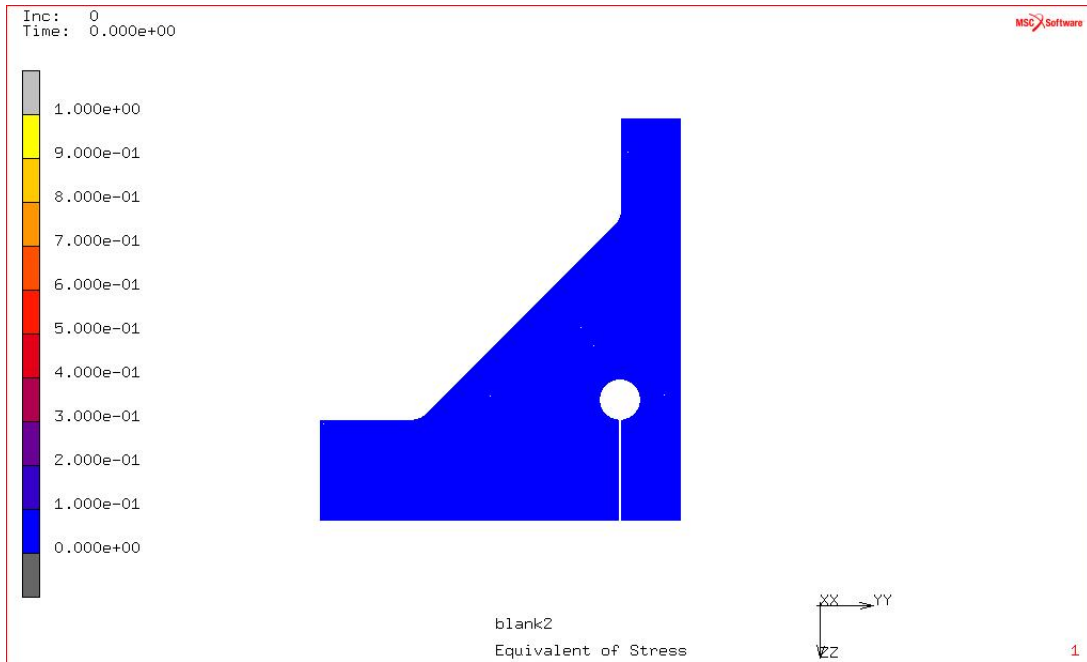


Figura 66: Sezione del cordone di saldatura.

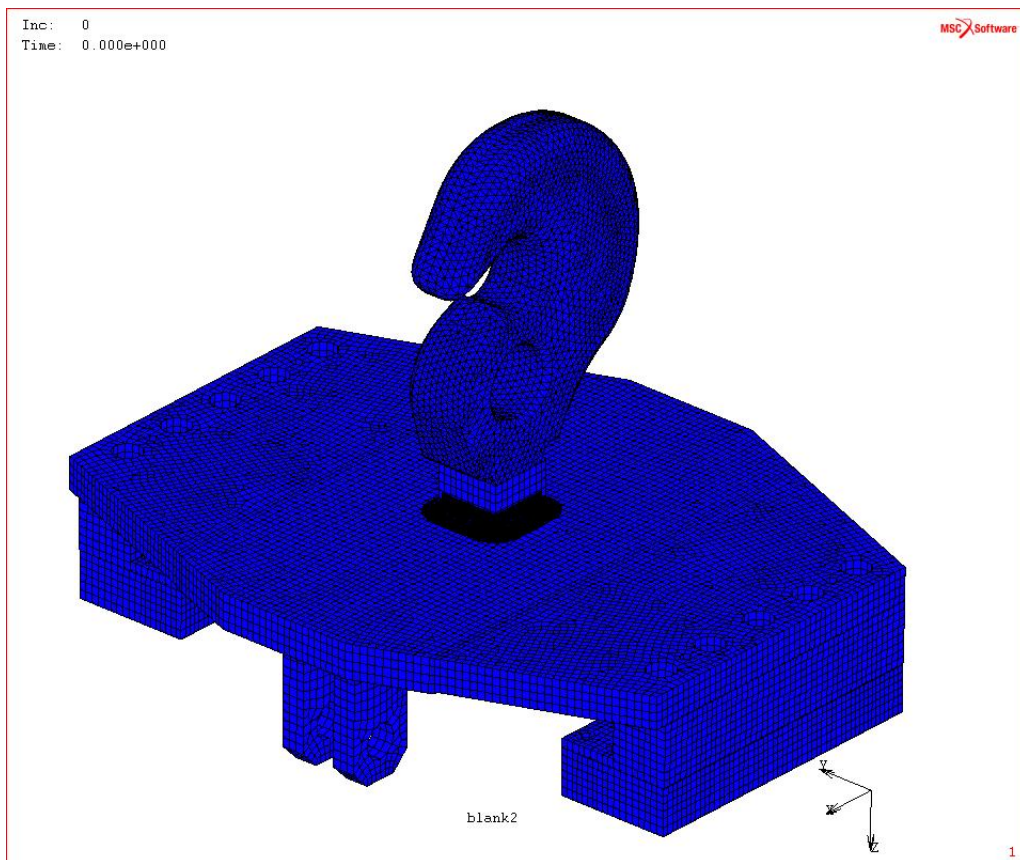


Figura 67: Complessivo che mostra dove è stato posizionato il cordone sopra menzionato.

In figura 67 si vede il posizionamento del cordone modellato in corrispondenza del lato superiore della piastra. Appare di colore scuro perchè la densità degli elementi è molto superiore al resto del modello.

Gli elementi del cordone sono stati annegati nella geometria complessiva e, per non determinare incrementi eccessivi di rigidezza, è stato necessario scalare il valore del modulo di Young di 10^6 rispetto al valore relativo all'acciaio. In questo modo il materiale del cordone si comporta da "materiale sensore" aumentando E solo di un milionesimo. Per questo motivo le tensioni mostrate nella legenda dovranno essere moltiplicate per 10^6 .

L'intero cordone di saldatura, una volta caricato, si presenta come in figura 68.

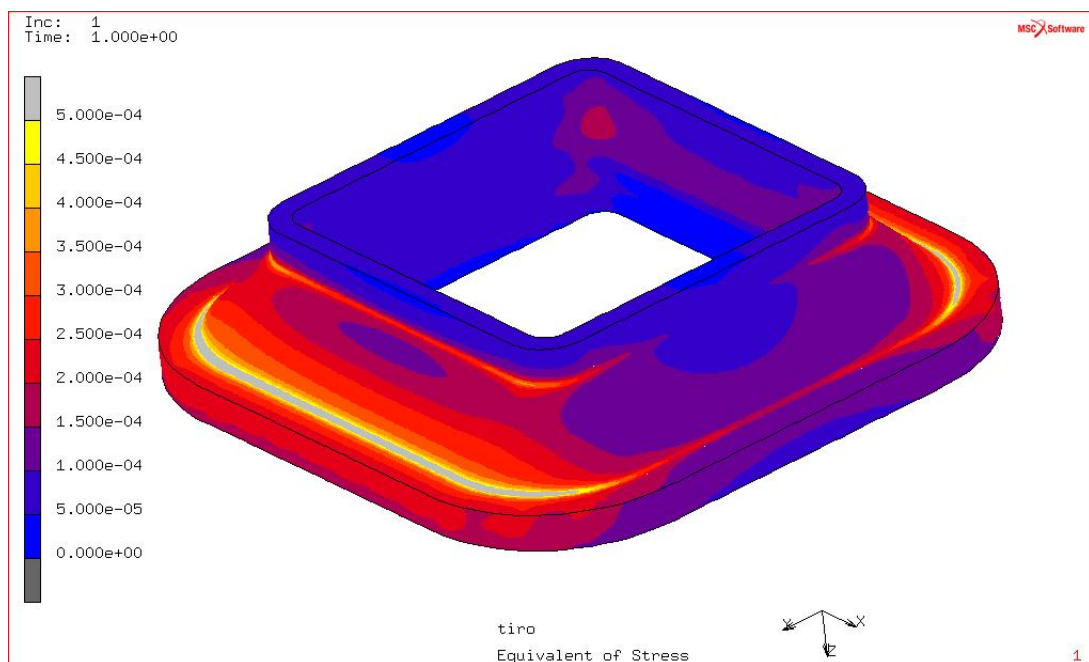


Figura 68: Stato di sollecitazione del cordone di saldatura.

Per ottenere dei risultati dall'analisi tensionale si sono realizzate delle sezioni successive attraverso il cordone.

Le sezioni relative al lato maggiormente tensionato sono riportate in figura 69, mentre quelle relative ai lati meno caricati sono presentati in figura 70.

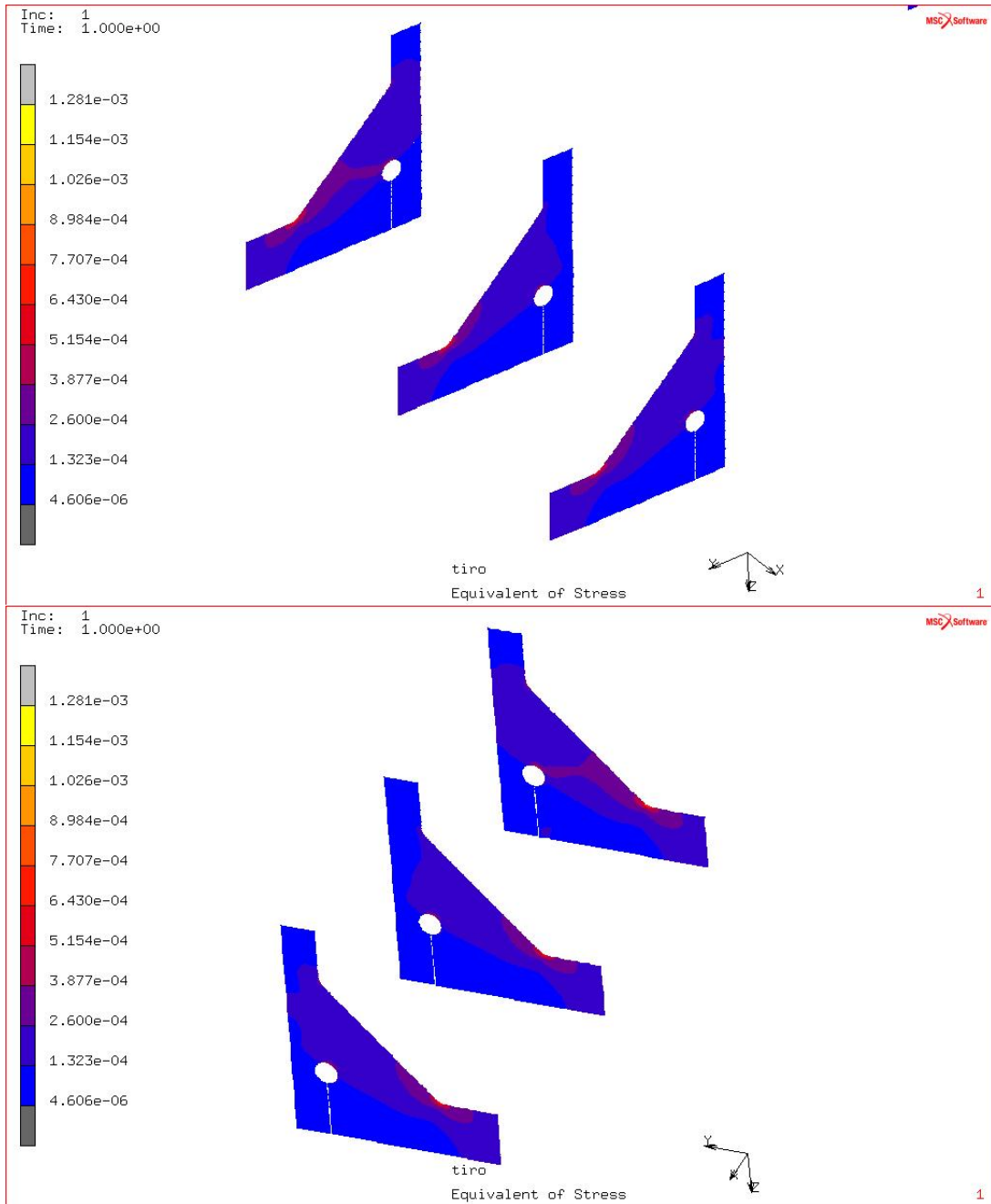


Figura 69: Sezioni successive in dettaglio nei lati maggiormente tensionati.

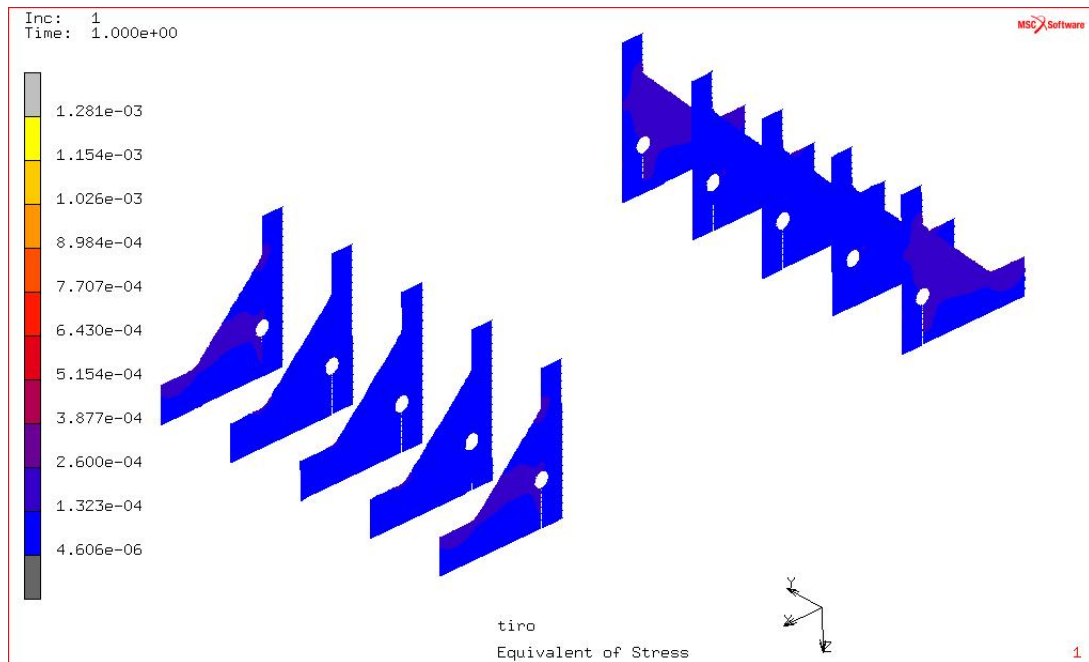


Figura 70: Sezioni successive dei lati meno tensionati.

Si noti che nell'analisi notch si considerano le tensioni equivalenti e non le tensioni lungo una determinata linea come nell'analisi structural.

Dall'osservazione dei risultati riportati nelle figure soprastanti possiamo osservare che la tensione massima, nel cordone di saldatura, si presenta al piede dello stesso, con un valore massimo intorno ai 1300 MPa . Tale valore è molto maggiore di quelli ottenuti con hot spot, ma bisogna tenere in considerazione che è stato ottenuto con una geometria fittizia, valida nel caso peggiorativo di raggio di raccordo tra la saldatura e la piastra nullo. Infatti, confrontando tale valore con la curva di resistenza a fatica apposta per la tensione notch (FAT 225), si ottiene un valore di cicli di resistenza che è compreso tra 10^4 e 10^5 cicli. Tale risultato grossolano è stato individuato grazie all'ausilio della sola figura 27 per mancanza di altro materiale più adatto.

7 Conclusioni

In questo scritto sono state affrontate tematiche di interesse attuale poichè il campo dell'analisi tensionale delle saldature è tuttora in via di sviluppo. Sono stati qui presentati i metodi maggiormente utilizzati per via della loro semplicità e affidabilità, tuttavia esistono ancora molti aspetti della progettazione di un giunto saldato che vengono affidati all'esperienza piuttosto che ad una precisa metodologia di analisi.

L'esempio applicativo del capitolo 6 ci ha permesso di sperimentare gli approcci structural stress e notch stress su un componente di interesse reale. Entrambi i metodi si sono rivelati affidabili e hanno fornito risultati che possiamo considerare simili. Il metodo che prevede la calcolazione della tensione di hot spot è di gran lunga più veloce e semplice se confrontato con l'impegno, in termini di tempo, richiesto per la modellazione di uno specifico cordone di saldatura. Per questo motivo, infatti, l'analisi notch viene consigliata quando la geometria e la struttura di un giunto ne rendono impossibile l'interpolazione corretta della tensione di hot spot.

Riferimenti bibliografici

- [1] D. Radaj
Design and analysis of fatigue resistant welded structures. Abington Publishing, Cambridge 1990.
- [2] D. Radaj, C. M. Sonsino, W. Fricke
Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Woodhead Publishing Limited, Cambridge 2006.
- [3] A. Hobbacher
Recommendations for fatigue design of welded joints and components. International Institute of Welding, doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, Parigi 2008.
- [4] E. Niemi, W. Fricke, S.J. Maddox
Fatigue analysis of welded components. Designer's guide to the structural hot-spot stress approach. International Institute of Welding, 2006.
- [5] E. Niemi
Stress determination for fatigue analysis of welded components. International Institute of Welding, Abington Publishing, Cambridge 1995.
- [6] K. A. Macdonald
Fracture and fatigue of welded joints and structures. Woodhead Publishing Limited, Cambridge 2011.
- [7] T. Gurney
Cumulative damage of welded joints. Woodhead Publishing Limited, Cambridge 2006.
- [8] T. Lassen, N. Récho
Fatigue life analyses of welded structures. ISTE Ltd, Chippenham 2006.
- [9] X. L. Zhao, J. A. Packer
Fatigue design procedure for welded hollow section joints. International Institute of Welding, Abington Publishing, Cambridge 2000.

- [10] C. M. Sonsino
Modern Local Concepts for Designing Welded Structures Background and Application Examples, Lecture in Udine, May 10, 2013.