



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCATRONICA

TESI DI LAUREA

**ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI DI UNA PIASTRA CON
DUE SPALLAMENTI SIMMETRICI SOGGETTA A TRAZIONE**

FINITE ELEMENT ANALYSES OF A SHOULDERED PLATE UNDER TENSION

Relatore: Prof. Ing. MICHELE ZAPPALORTO

Correlatore: Ing. MARCO SALVIATO

Laureando: STEFANO MARCOLIN

Matricola 593854-IMM

ANNO ACCADEMICO 2011-2012

Sommario

Introduzione	1
1. Il fattore teorico di concentrazione di tensioni K_t	3
1.1. La resistenza a fatica dei componenti meccanici e la curva di Wöhler	3
1.2. Fattori che influenzano la resistenza a fatica	4
1.3. Il fattore teorico di concentrazione delle tensioni K_t	6
1.4. La relazione tra K_f e K_t	8
2. L'analisi	9
2.1. Descrizione del Componente	9
2.2. Metodo di analisi agli elementi finiti	9
2.3. Accorgimenti da adottare.....	10
2.4. Le modalità operative: Ansys.....	11
2.5. Preprocessor	11
2.6. Solution e General Postprocessor.....	13
2.7. Espressioni approssimate del Peterson	14
3. Risultati	17
3.1. Prima Geometria.....	17
3.2. Seconda Geometria	19
3.3. Terza Geometria	21
3.4. Quarta Geometria	23
3.5. Quinta Geometria	25
3.6. Sesta Geometria	27
3.7. Settima Geometria.....	29
3.8. Ottava Geometria.....	31
3.9. Nona Geometria	33
3.10. Decima Geometria	35
4. Conclusioni	37
Bibliografia	39

Introduzione

In questa tesi verrà effettuata un'analisi agli elementi finiti su una piastra con due spallamenti simmetrici soggetta a trazione per poter così ricavare la distribuzione delle tensioni e il coefficiente teorico di concentrazione delle tensioni K_t .

Saranno analizzati dieci casi ognuno con diverse dimensioni; per ognuno di questi verrà evidenziato il confronto tra i risultati numerici con quelli teorici approssimati tratti dal libro del Peterson, inoltre per completare l'analisi sarà trovata la distribuzione di tensione lungo la bisettrice dello spallamento.

Inizialmente sarà introdotto anche il fenomeno della resistenza a fatica di un componente e spiegato il coefficiente K_t , verrà poi descritta l'analisi stessa con una breve spiegazione del codice agli elementi finiti e indicato il modo in cui sono state effettuate le misure.

1. Il fattore teorico di concentrazione di tensioni K_t

1.1. La resistenza a fatica dei componenti meccanici e la curva di Wöhler

Nell'arco di tempo in cui vengono utilizzati, i componenti meccanici sono spesso soggetti a sollecitazioni che variano nel tempo in modo ciclico, che si ripetono anche per milioni di volte. Si è osservato che, in queste condizioni, cioè con un numero di sollecitazioni molto elevato, le strutture presentano rotture fragili, cioè con mancanza di deformazioni plastiche, per carichi molto inferiori rispetto a quelli critici determinati da prove statiche.

La prima persona che approfondì questo fenomeno fu l'ingegnere tedesco Wöhler, un dipendente delle ferrovie di Stato, che tra il 1852 ed il 1870 notò come gli assali dei treni manifestassero rotture con sollecitazioni in opera inferiori a quelle statiche. A lui si deve una curva sperimentale (che prende appunto il suo nome) la quale mette in relazione il numero N di cicli che portano a rottura il materiale con l'ampiezza di sollecitazione σ_a (semidifferenza fra σ_{max} e σ_{min}) a cui viene sottoposto.

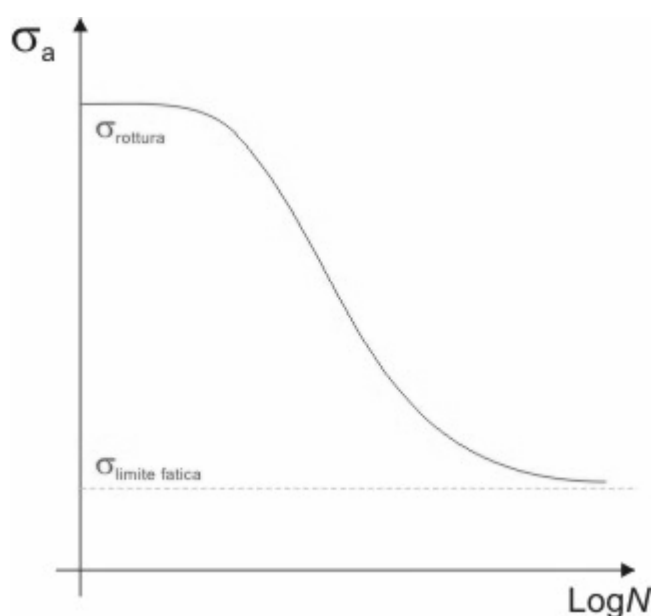


Figura 1.1. Curva di Wöhler

Questa curva viene costruita utilizzando un rapporto di ciclo R (rapporto fra σ_{max} e σ_{min}) pari a -1 per non subire l'influenza della tensione media (semisomma fra σ_{max} e σ_{min}), che risulta nulla.

La curva che congiunge tutti i valori medi ad ogni σ_a è la curva di Wöhler al 50% di probabilità di rottura. Questo significa che riguardo ai provini testati, esiste una probabilità del 50% che essi, sottoposti ad un ciclo di carico di ampiezza σ_a , si rompano prima di raggiungere il numero di cicli delimitato dalla curva di Wöhler; ciò deriva semplicemente dalle proprietà della distribuzione normale. Naturalmente, si possono costruire curve al 20%, al 10% o a qualsivoglia probabilità, congiungendo anziché i punti dei valori medi quelli che corrispondono a tale valore di probabilità.

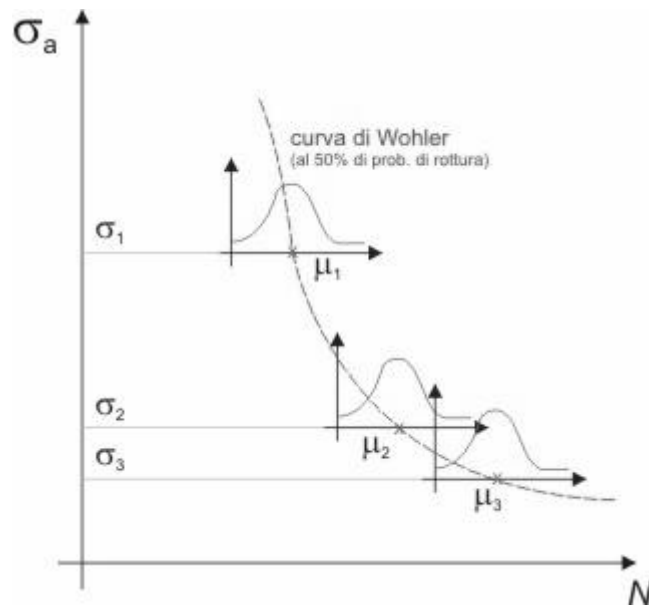


Figura 1.2. Costruzione di una curva di Wöhler

Analizzando il grafico si osserva che la curva presenta un plateau ad elevatissimo numero di cicli, cioè al di sotto di una certa ampiezza di tensione il componente meccanico non si rompe mai. Le normative non comportano il calcolo del valore limite di fatica σ_a , ma definiscono una grandezza di riferimento σ_A corrispondente al numero di cicli $N_A = 2 \times 10^6$ e che prende il nome di resistenza a fatica.

1.2. Fattori che influenzano la resistenza a fatica

Nella progettazione e nelle verifiche a fatica è fondamentale tenere conto di diversi fattori che incidono più o meno sensibilmente sulla resistenza a fatica dei componenti meccanici.

I parametri interni, connessi alle caratteristiche del componente, riguardano:

- Tipo di materiale;
- Dimensioni assolute del pezzo;
- Finitura superficiale;
- Trattamenti superficiali;
- Forma del componente ed effetti di concentrazione delle tensioni.

I parametri esterni, legati all'ambiente e alle condizioni di utilizzo, riguardano:

- La tensione media e il rapporto nominale di ciclo;
- Il tipo di sollecitazione;
- La temperatura, modalità di variazione del carico;
- La storia di carico;
- Ambiente e condizioni di esercizio.

Rispetto al materiale base ogni componente (con 2 spallamenti simmetrici, come sarà il caso studiato approfonditamente in seguito), presenta una resistenza a fatica inferiore a causa dei parametri appena elencati ai quali è associato un fattore riduttivo. Nella figura seguente vengono per esempio confrontate le curve di un materiale base e di un componente intagliato.

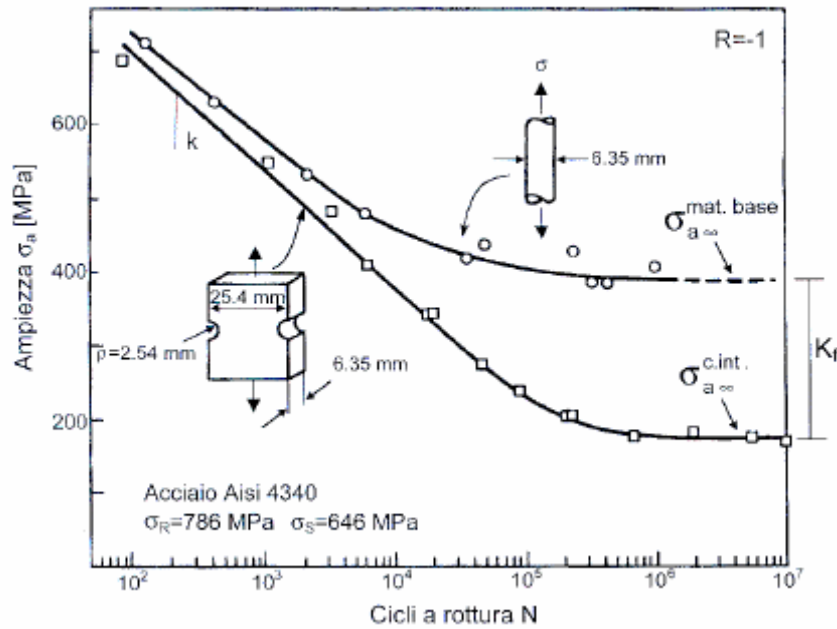


Figura 1.3. Confronto tra le curve di Wöhler di un materiale base e di un componente intagliato

Ai diversi parametri è in genere associato un coefficiente riduttivo che comporta un diverso grado di penalizzazione del componente. I fattori più importanti sono: il fattore di riduzione della resistenza a fatica K_f legato agli effetti di concentrazione delle tensioni indotti dalla forma non regolare del pezzo; il fattore K_L legato al grado di finitura superficiale del pezzo; il fattore K_d legato alle dimensioni assolute del componente.

La relazione risulta pertanto:

$$\sigma_A^* = \frac{\sigma_A}{K_L \times K_d \times K_f}$$

Il fattore di riduzione a fatica K_f esprime il rapporto tra il limite di fatica del materiale base ed il limite a fatica del componente intagliato (se questo ha finitura superficiale ottima e ridotte dimensioni assolute).

$$K_f = \frac{\sigma_{A\infty}^{mat.base}}{\sigma_{A\infty}^{mat.int.}} \approx \frac{\sigma_A^{mat.base}}{\sigma_A^{mat.int.}}$$

Il fattore K_f , essendo una grandezza di carattere sperimentale, necessiterebbe di costose prove empiriche per poter essere stimato, ma ciò può essere evitato mediante l'utilizzo del fattore teorico di concentrazione delle tensioni K_t .

1.3. Il fattore teorico di concentrazione delle tensioni K_t

Un componente intagliato, come detto, presenta una resistenza a fatica inferiore rispetto a quella del materiale base a causa di numerosi fattori, il più importante dei quali è quello dovuto alle discontinuità della geometria del pezzo. Le variazioni di forma come fori, intagli, spallamenti, ecc... fa sì che le tensioni che si creano quando al pezzo viene applicato un carico si distribuiscano nella sezione diversamente rispetto a quando queste discontinuità geometriche non sono presenti. In particolare in presenza di sollecitazioni di fatica, le cricche possono nucleare per esempio all'apice di un foro e quindi progredire fino a rottura senza coinvolgere le proprietà di duttilità del materiale. La fatica, infatti, è essenzialmente un fenomeno locale.

Prendendo per esempio il caso di una piastra forata soggetta a trazione si possono definire alcune grandezze:

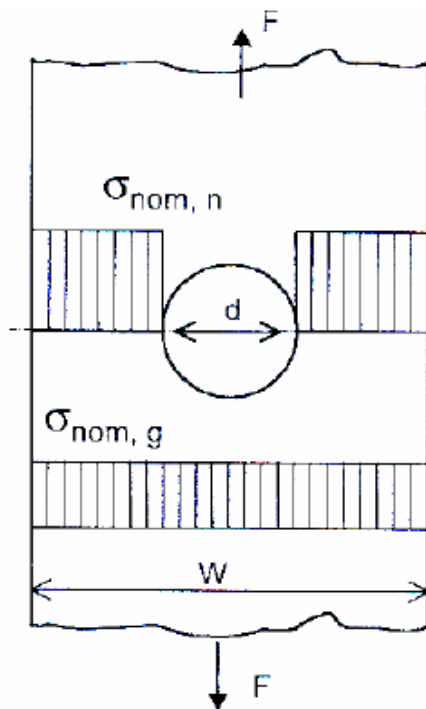


Figura 1.4. Tensioni nominali in una piastra forata soggetta a trazione

$$\sigma_{nom,n} = \frac{F}{(W-d) \times t} \quad ; \quad \sigma_{nom,g} = \frac{F}{W \times t}$$

$\sigma_{nom,n}$ è la tensione nominale sulla sezione netta e $\sigma_{nom,g}$ quella sulla sezione lorda della piastra, dove W è la larghezza totale della piastra, d è il diametro del foro e t lo spessore della piastra.

Nessuna di queste grandezze è utile a descrivere l'andamento reale delle tensioni, che come su scritto, si concentrano principalmente nella zona dell'intaglio. Nella figura successiva è rappresentata la reale distribuzione delle tensioni:

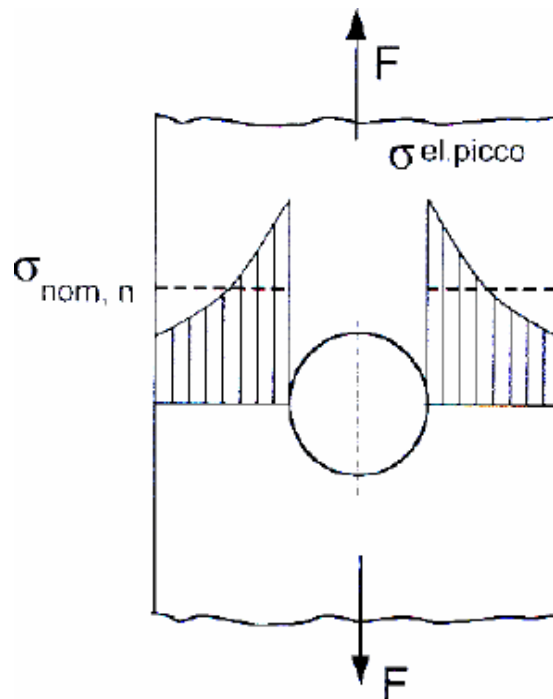


Figura 1.5. Tensioni reali in una piastra forata soggetta a trazione

Come si vede, all'apice dell'intaglio, vi è il valore massimo di tensione, chiamato $\sigma_{el,picco}$, mentre al crescere della distanza dall'apice la tensione diminuisce.

Il valore massimo della tensione è legato alla tensione nominale mediante il *fattore teorico di concentrazione delle tensioni* K_t .

Tale fattore è così definito:

$$K_t = \frac{\sigma_{el,picco}}{\sigma_{nom}}$$

Anche il K_t può essere “net” o “gross” e questo dipende dalla σ_{nom} se è riferita alla sezione netta o lorda del componente. Il K_t è un fattore che dipende solamente dalla geometria del pezzo e dai suoi rapporti dimensionali, non dalle dimensioni assolute, infatti due pezzi simili (ma di diversa grandezza), hanno K_t uguali.

Essendo un fattore teorico, non è calcolabile da alcuna prova sperimentale, ma si può ricavare solo attraverso analisi agli elementi finiti oppure consultando manuali come il Peterson che presentano valori del K_t per geometrie semplici.

1.4. La relazione tra K_f e K_t

Come precedentemente scritto è possibile facilmente stimare il K_f attraverso l'utilizzo del K_t . Fra i due fattori, infatti, si può stabilire una relazione numerica poiché sono concettualmente diversi.

Le possibili relazioni sono due:

- $K_f = K_t$ (completa sensibilità all'intaglio), per raggi di raccordo abbastanza grandi ($\rho \geq 2 \text{ mm}$).
- $K_f < K_t$ (parziale sensibilità all'intaglio), per piccoli raggi di raccordo ($\rho < 2 \text{ mm}$).

Nel primo caso il fenomeno della resistenza a fatica è regolato da un solo punto: l'apice dell'intaglio.

Nel secondo caso, invece, la resistenza a fatica è regolata da una tensione applicata ad una certa distanza dall'apice dell'intaglio.

In generale K_f e K_t si possono relazionare mediante un coefficiente, q , chiamato *indice di sensibilità all'intaglio*.

La relazione diventa pertanto:

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1)$$

L'indice q varia tra 0 e 1, casi limite corrispondenti rispettivamente al materiale base e alla completa sensibilità all'intaglio.

Lo stesso q può essere calcolato mediante la relazione di Neuber (1958) che prende in considerazione il raggio ρ dell'apice dell'intaglio e una lunghezza “ a ” parametro del materiale dipendente dalla tensione di rottura dello stesso:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{\rho}}$$

2. L'analisi

2.1. Descrizione del Componente

Il componente oggetto della nostra analisi, come anticipato nell'introduzione, è una piastra che presenta due spallamenti simmetrici.

Nella figura sottostante è riportato un prospetto del componente in esame.

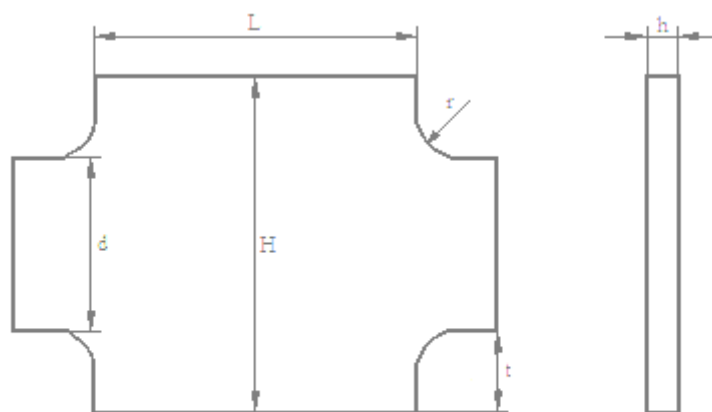


Figura 2.1. Geometria del componente

2.2. Metodo di analisi agli elementi finiti

Nel campo della determinazione delle sollecitazioni solamente in casi particolari i metodi analitici permettono di ottenere soluzioni esatte, mentre più in generale per strutture complesse e in assenza di altri strumenti sarebbe necessario adottare una serie di approssimazioni (contenute nel libro “*Peterson's stress concentration factors*”).

Oggigiorno lo studio della resistenza di strutture complicate viene quindi molto spesso condotto avvalendosi di metodi numerici, che bene si prestano a soppiantare le vecchie metodologie di calcolo fornendo delle soluzioni accurate, anche se comunque approssimate, e permettendo un approccio di calcolo unificato.

Il metodo agli elementi finiti è la metodologia numerica che sta alla base della stragrande maggioranza dei codici di calcolo, la sua caratteristica principale è la discretizzazione del dominio continuo di partenza in un dominio discreto (*mesh*) mediante l'uso di primitive (*elementi finiti*) di semplice forma. Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è espressa dalla combinazione lineare di funzioni dette *funzioni di forma*.

Consideriamo un elemento monodimensionale molto semplice costituito da una molla alle cui estremità (*nodi*) sono applicate due forze F_1 e F_2 , che generano due spostamenti f_1 e f_2 . Sia inoltre K il coefficiente di rigidezza elastico della molla.

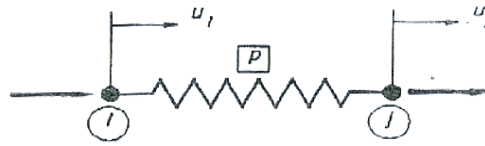


Figura 2.2. Schematizzazione di un elemento

Possiamo dunque scrivere le seguenti equazioni che legano forze e spostamenti:

$$F_1 = -K \times f_1 + K \times f_2$$

$$F_2 = -K \times f_2 + K \times f_1$$

Ovvero in forma matriciale:

$$\{F\} = [K] \times \{f\}$$

Per ciascun nodo il calcolatore imposta un'equazione matriciale simile a questa, dove la matrice $[K]$ prende il nome di *matrice di rigidezza*, permettendo quindi di determinare valori di forze, spostamenti, tensioni e deformazioni nodali.

2.3. Accorgimenti da adottare

Il passaggio dal dominio continuo a quello discreto comporta delle inevitabili approssimazioni che sono quindi intrinseche all'interno del metodo agli elementi finiti.

E' di fondamentale importanza dunque ridurre al minimo queste approssimazioni in modo da avere un risultato il più attendibile possibile.

E' quindi consigliabile:

- Realizzare delle *mesh* il più possibile regolari evitando elementi di dimensioni elevate e molto distorti;
- Ottenere elementi di dimensioni ridotte, soprattutto nelle zone di maggiore interesse (vicino alle variazioni di forma);
- Condurre quella che viene detta *analisi di sensibilità alla mesh*, che consiste nel realizzare *mesh* via via più sofisticate fino ad ottenere una convergenza della soluzione.

2.4. Le modalità operative: Ansys

Il codice agli elementi finiti utilizzato per svolgere l'analisi è il software Ansys. Per svolgere lo studio del componente bisogna operare seguendo principalmente tre fasi: *Preprocessor*, *Solution* e *General Postprocessor*.

La fase di *Preprocessor* prevede :

- Scelta del tipo di elemento e del metodo da utilizzare;
- Scelta della legge costitutiva da adottare per descrivere il comportamento del materiale;
- Realizzazione fisica del modello;
- Discretizzazione del modello;
- Applicazione dei carichi e delle condizioni di vincolo.

Una volta conclusa questa fase si lancia la soluzione che verrà elaborata dal calcolatore tramite lo stadio di *Solution*.

Alla fine si passa a *General Postprocessor* nel quale si possono visualizzare i risultati, i grafici ed osservare eventuali disegni di deformate e concentrazioni di tensione.

Viene ora descritto come si è proceduto nella specifica analisi affrontata.

2.5. Preprocessor

Il componente in esame è una piastra, quindi in Ansys si definisce come tipo di elemento un *8node82*, che viene così selezionato e impostato in *plane strain* visto che lo spessore può essere trascurato.

Di seguito vengono scelte le proprietà del materiale: isotropo in campo lineare elastico, con un modulo di Young $E = 206000$ MPa e un coefficiente di Poisson $\nu = 0.3$, propri di un acciaio comune.

Successivamente si crea la geometria. Vengono inseriti i *keypoints* che permettono di ottenere solo un quarto dell'intera piastra, vista la simmetria della stessa.

Vengono quindi create linee, archi ed infine le aree necessarie per avere una corretta *mesh*.

La fase seguente nonché la più importante è la creazione della vera e propria *mesh*, la suddivisione del componente in un insieme di elementi dalla forma semplice. Si procede dunque alla divisione delle linee in tanti segmenti, anche con una certa graduazione (in modo da non appesantire troppo l'elaborazione del calcolatore). Le linee saranno divise in segmenti tanto più piccoli quanto più vicini allo spallamento.

Anziché lasciare fare liberamente al software la *mesh* (modalità *free*) si decide di farla in modo manuale (modalità *mapped*) sfruttando la divisione delle linee in modo da ottenere un risultato migliore e quindi più efficace. Il risultato ottenuto dimostra come la dimensione degli elementi della zona limitrofa allo spallamento è di pochi centesimi di millimetro.

L'ultimo passo del *Preprocessor* è la definizione delle linee di simmetria della geometria e l'applicazione dei carichi sotto forma di pressione (quindi con segno negativo).

Ansys automaticamente, non appena viene lanciata la soluzione, trasferisce le condizioni al contorno al modello FEM.

I vincoli di simmetria sulle linee sono stati trasformati in vincoli allo spostamento ai nodi: in particolare si vede come la simmetria rispetto all'asse x sia riprodotta impedendo lo spostamento in direzione y a tutti i nodi del contorno inferiore, analogamente per la simmetria rispetto all'asse y.

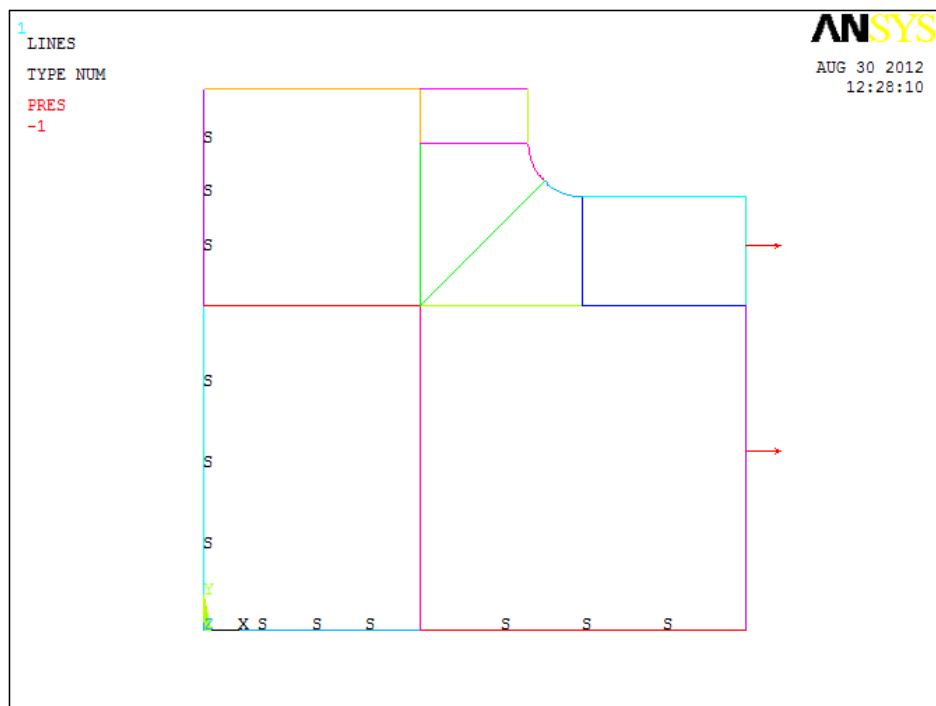


Figura 2.3. Particolare della piastra

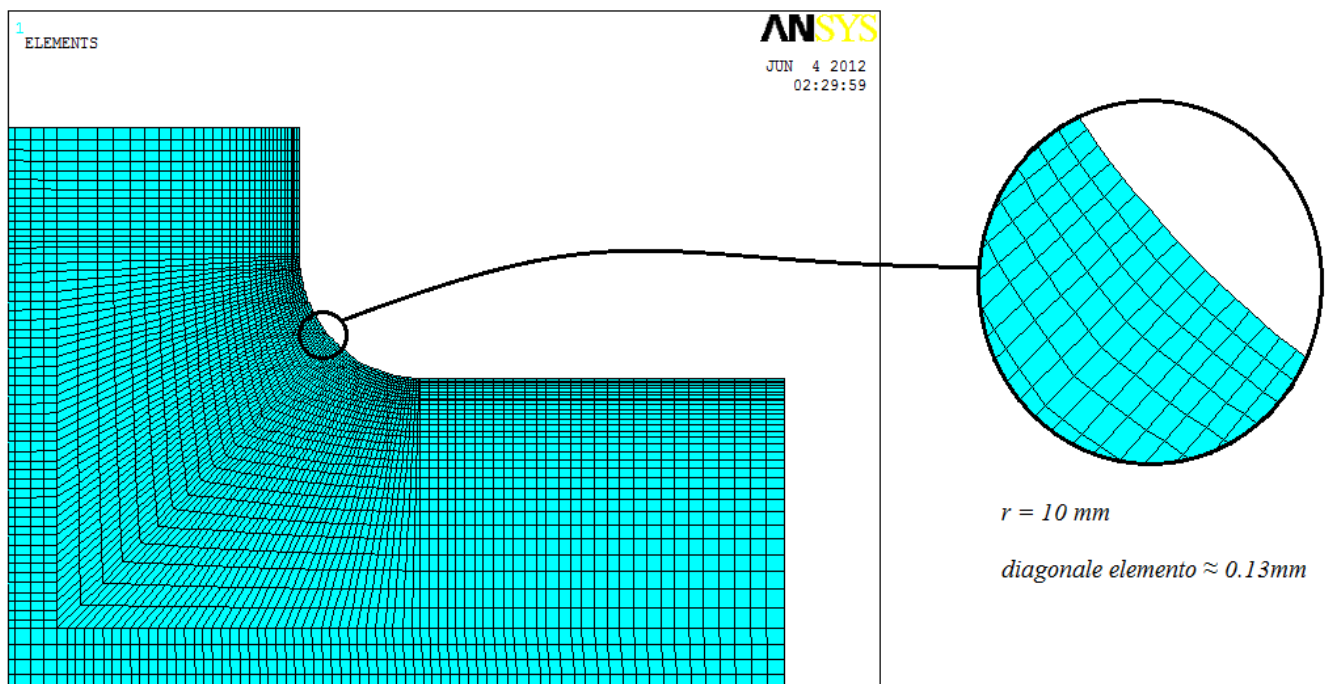


Figura 2.4. Mesh della piastra

2.6. Solution e General Postprocessor

Dopo aver definito geometria e carichi si lancia la soluzione elaborata dal calcolatore attraverso il comando *solve*. Per visualizzarli bisogna servirsi del *General Postprocessor*.

Con questa modalità si può vedere la deformata del pezzo, ma soprattutto l'andamento delle tensioni del pezzo in esame, sia graficamente (mediante la mappatura di una zona oppure lungo specifici percorsi di interesse) sia numericamente.

La mappatura delle tensioni avviene mediante colorazione della zona di interesse: si va dal rosso al blu a seconda che siano valori elevati o molto bassi. Ecco un esempio:

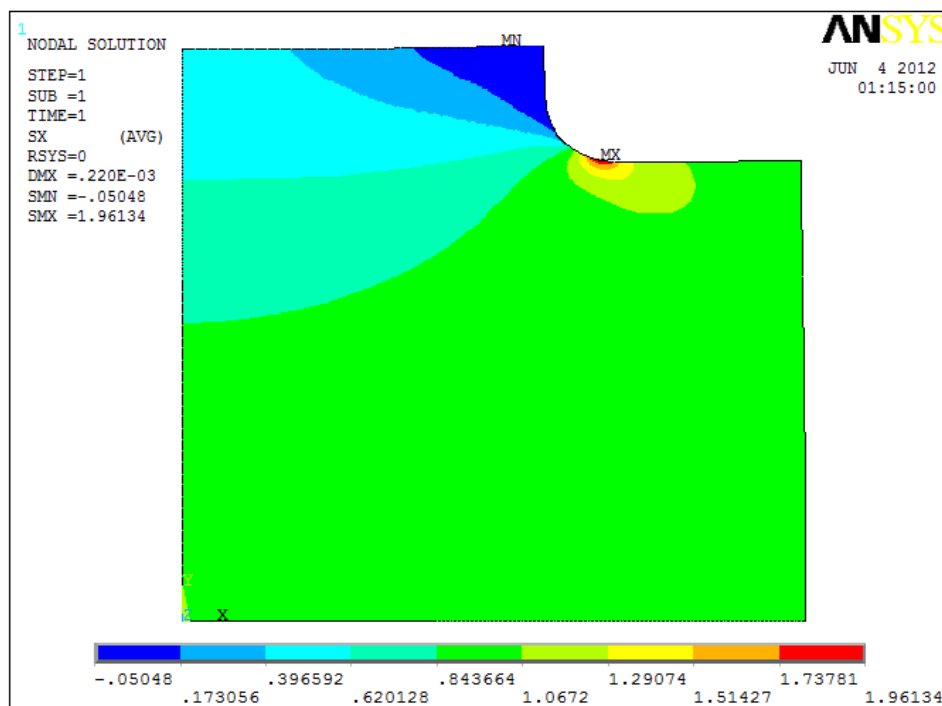


Figura 2.5. Tensione principale nella zona dell'intaglio

Si può scegliere altrimenti di valutare l'andamento delle tensioni lungo percorsi di interesse, i *path*, selezionando ad uno ad uno e ordinatamente i nodi che li compongono. Nel caso specifico viene scelta la bisettrice dello spallamento.

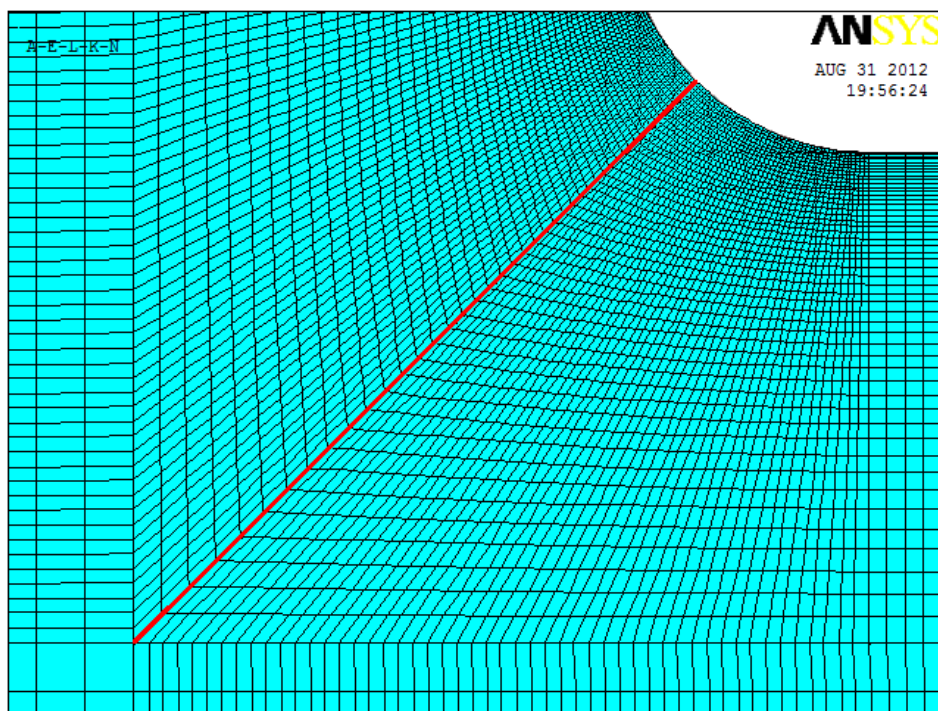


Figura 2.6. Linea lungo la quale viene definito il path

2.7. Espressioni approssimate del Peterson

Come precedentemente esposto, durante la fase di progettazione ci sono molteplici approcci per stimare i fattori che influiscono sulla resistenza delle strutture.

Diversi cataloghi sono stati pubblicati nel tempo, ma probabilmente il più famoso è quello chiamato *Peterson's stress concentration factors* pubblicato nel 1953.

Questo libro utilizza approcci teorici nel calcolo del fattore di concentrazione di tensione, che confrontati con quelli sperimentali, danno luogo ad espressioni approssimate.

All'interno del libro è dunque possibile trovare molte delle configurazioni geometriche più tipiche, con relative relazioni e grafici in funzione delle geometrie dei componenti.

Nelle figure seguenti sono riportate le pagine necessarie all'analisi del tipo di componente in esame:

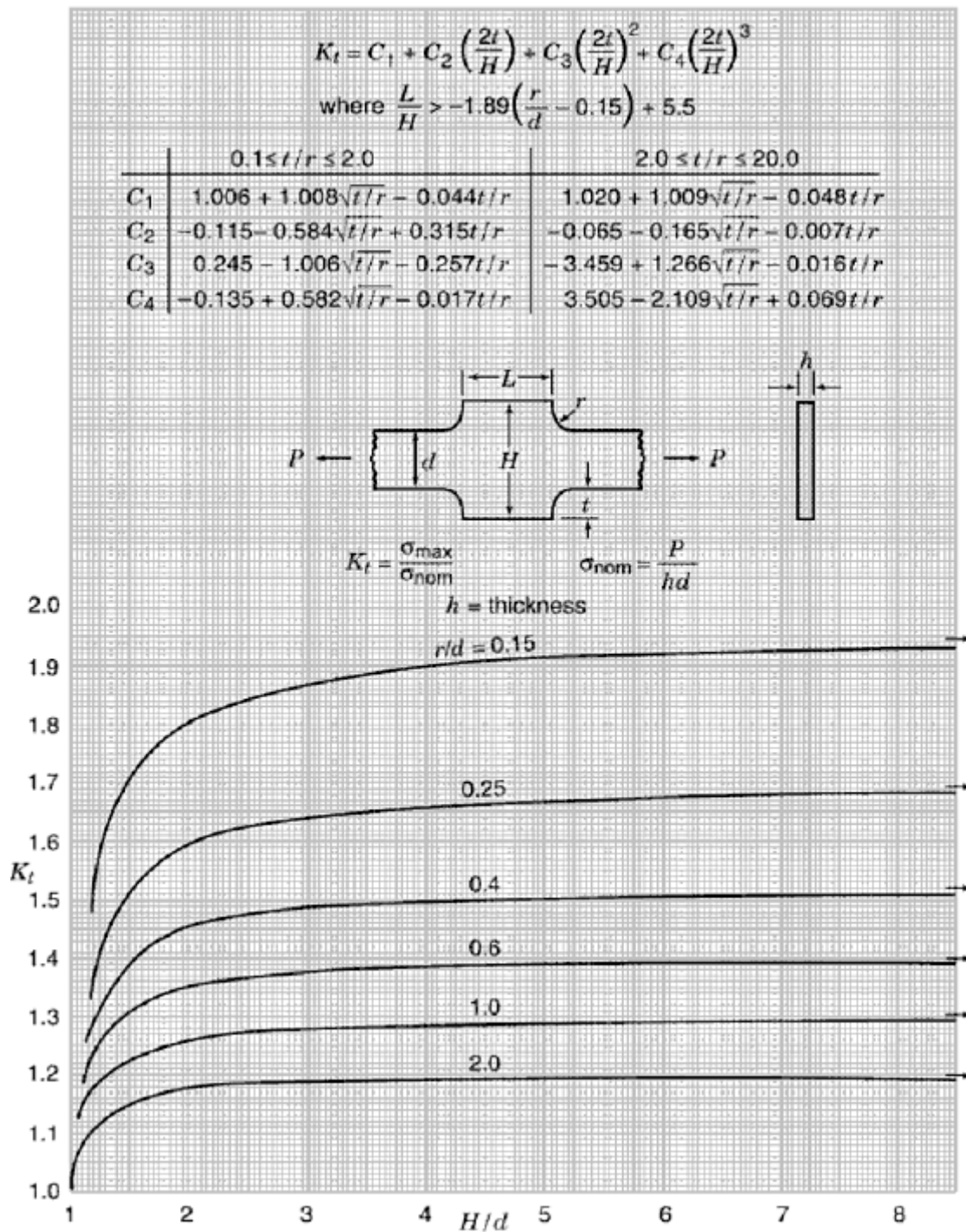


Figura 2.7. chart tratta dal Libro "Peterson's stress concentration factors" di W.D. Pilkey e D.F. Pilkey

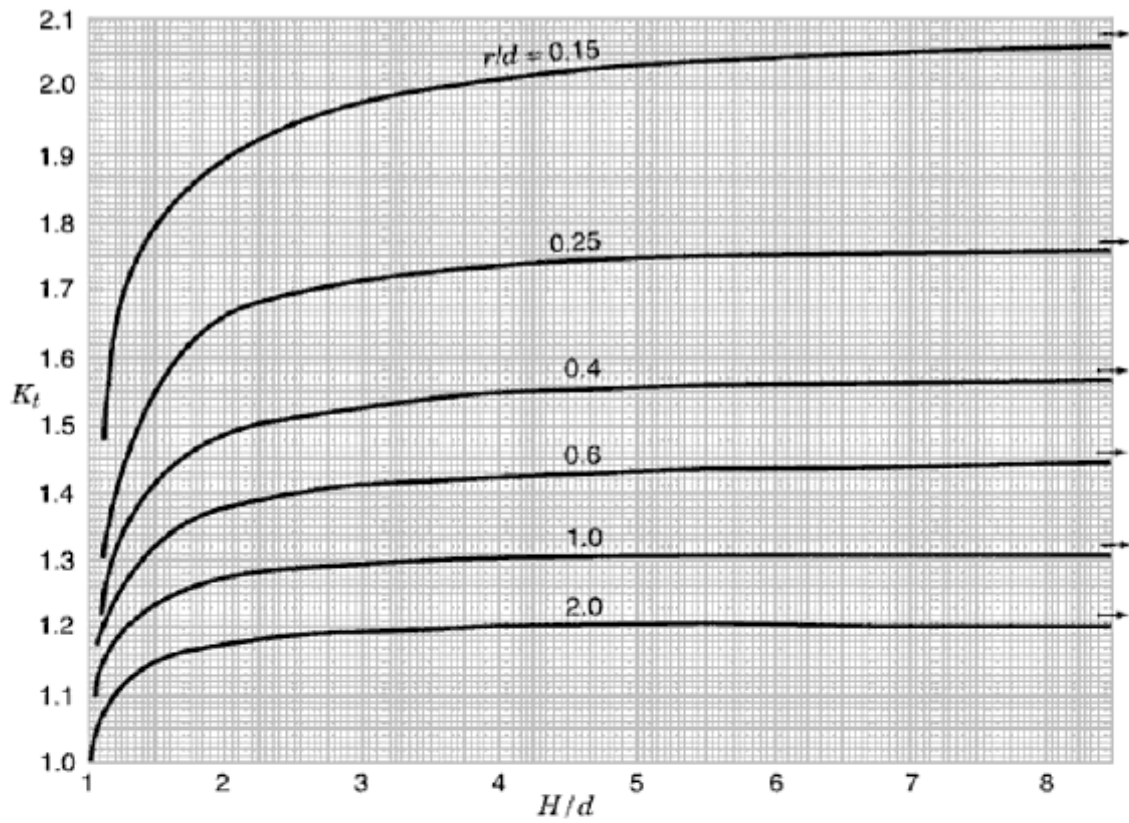


Chart 3.2b Stress concentration factors K_t for a stepped flat tension bar with shoulder fillets (Kumagai and Shimada, 1968): $L/d = 3.5$.

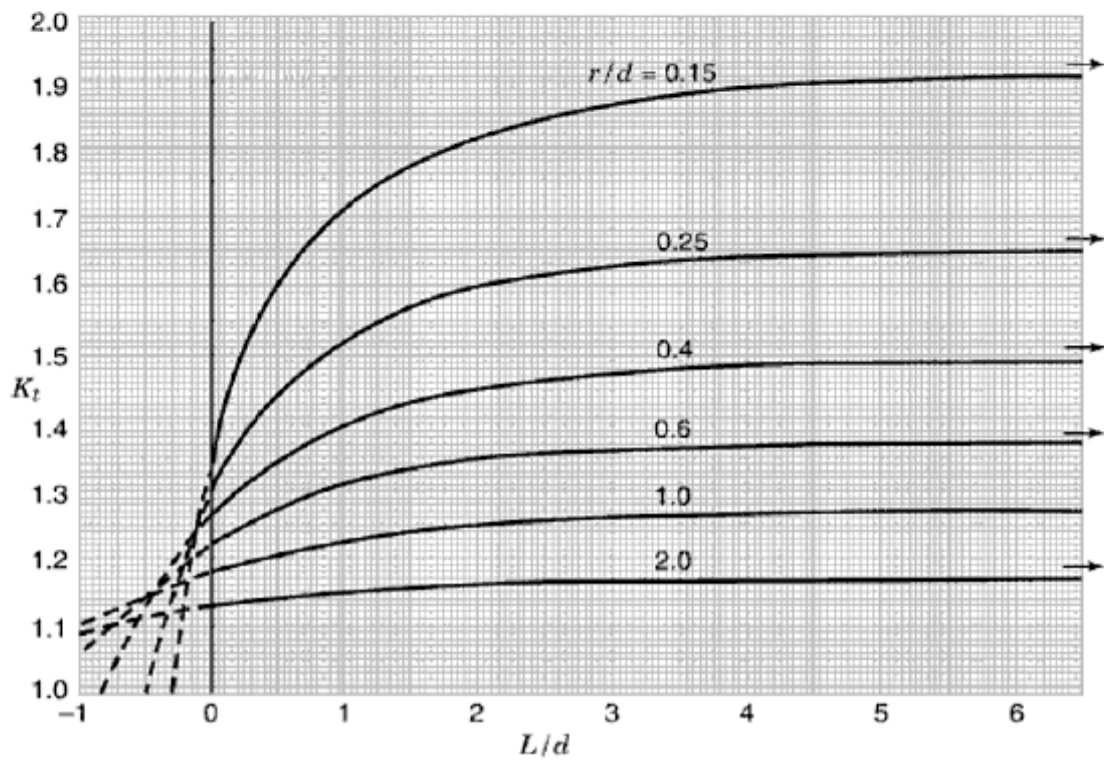


Figura 2.8. chart tratta dal Libro "Peterson's stress concentration factors" di W.D. Pilkey e D.F. Pilkey

3. Risultati

L'obiettivo delle analisi è trovare il K_t relativo ad ogni caso, che verrà poi confrontato con i valori approssimati tratti dalle chart del Peterson. Inoltre dovrà essere valutata, come scritto precedentemente, la distribuzione di tensione lungo la bisettrice dello spallamento.

3.1. Prima Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	10
t	20
d	20
H	60
L	300
H/d	3
r/d	0.5
t/r	2

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.4759$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.5781$$

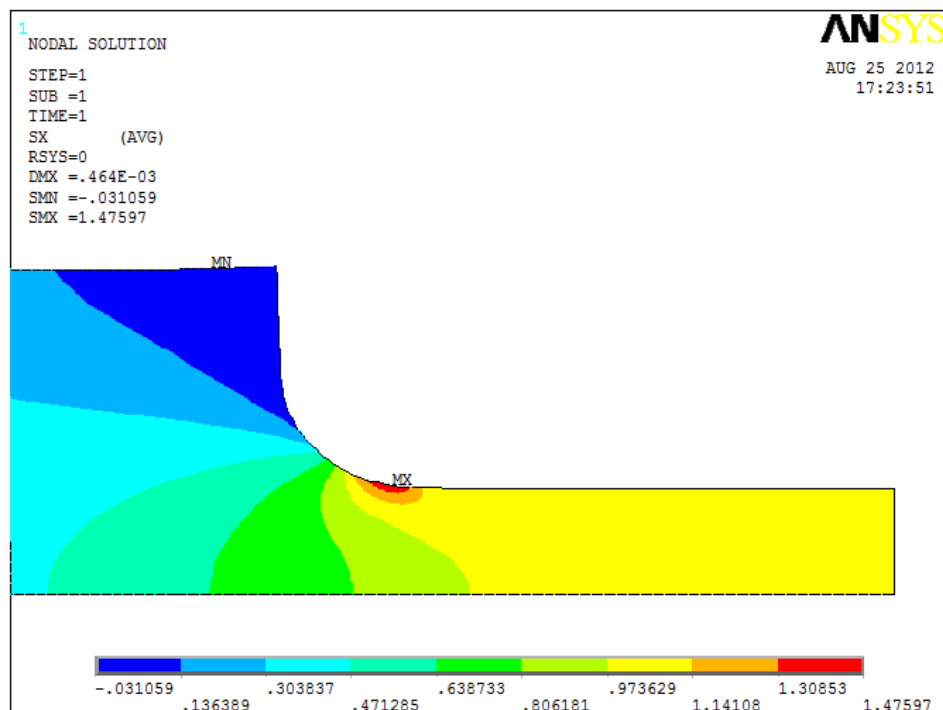


Figura 3.1. Tensione principale nella zona dello spallamento

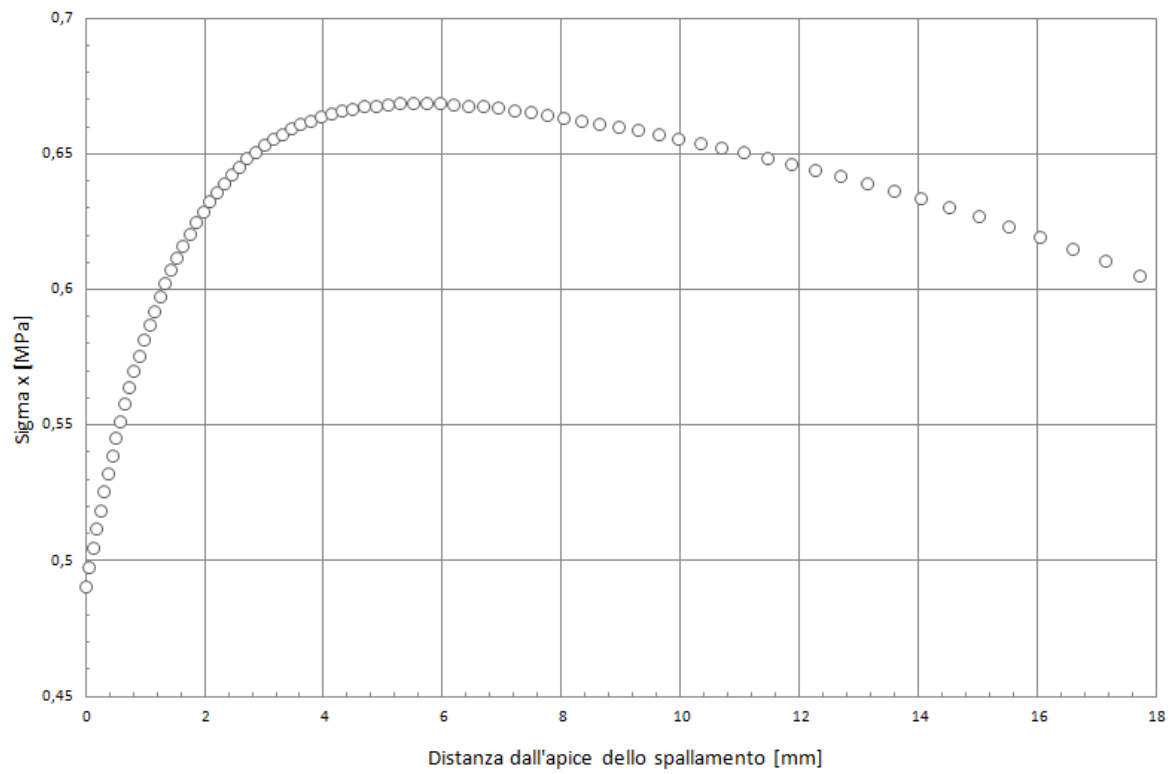


Figura 3.2. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

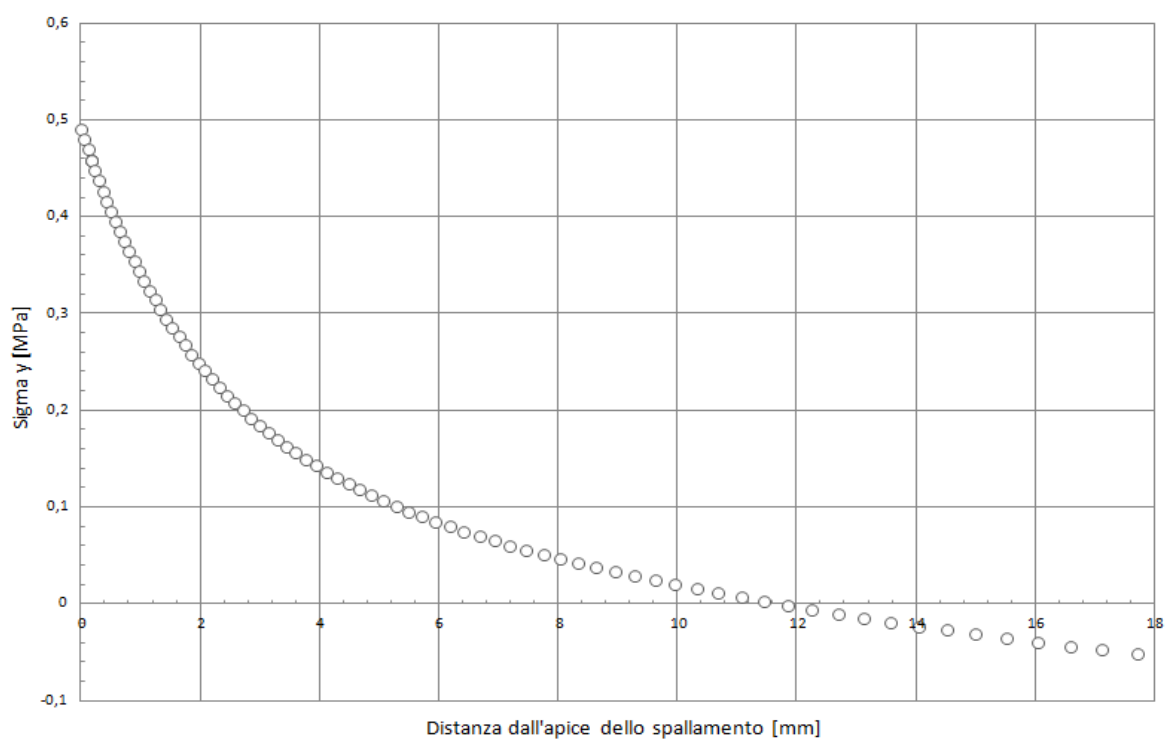


Figura 3.3. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.2. Seconda Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	10
t	10
d	40
H	60
L	320
H/d	1.5
r/d	0.25
t/r	1

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.6948$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.7448$$

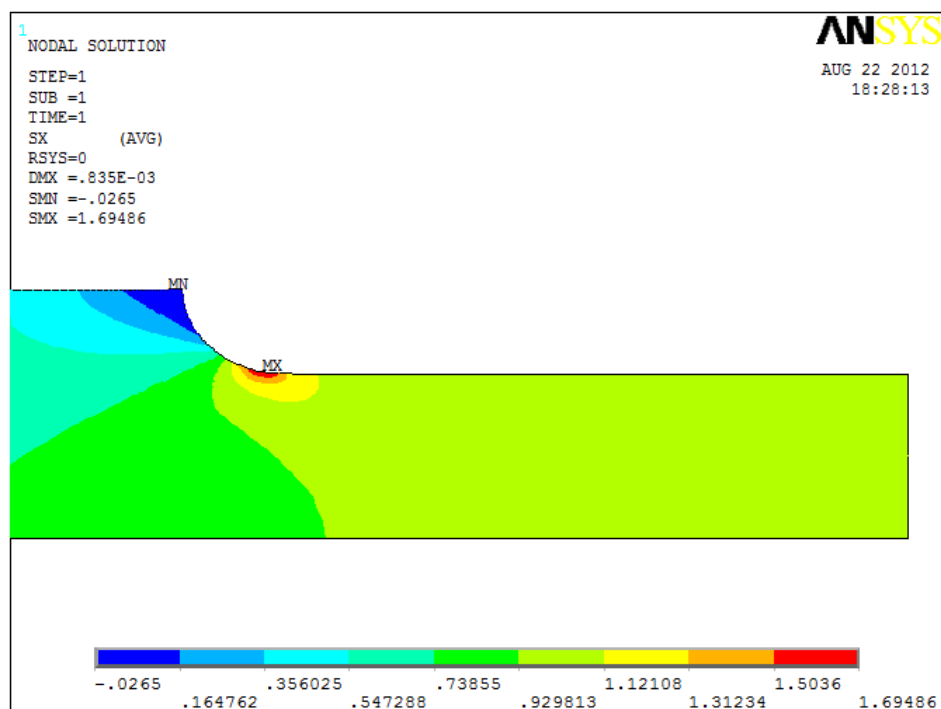


Figura 3.4. Tensione principale nella zona dello spallamento

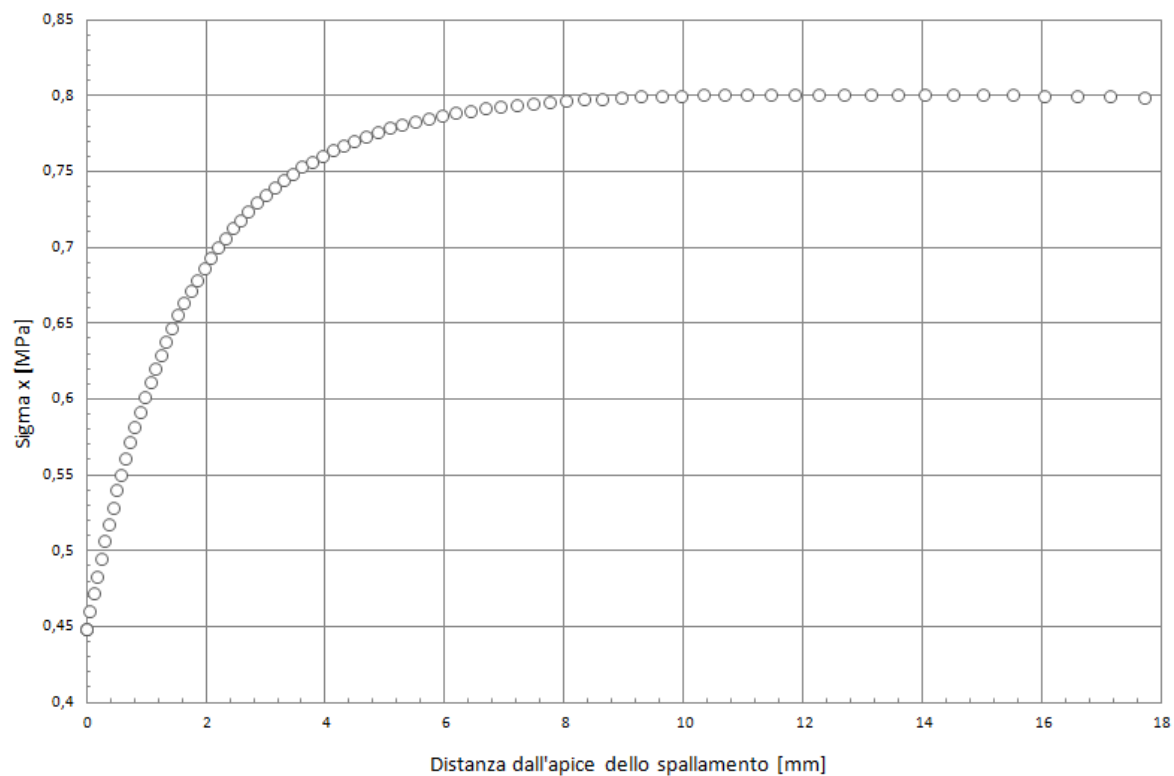


Figura 3.5. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

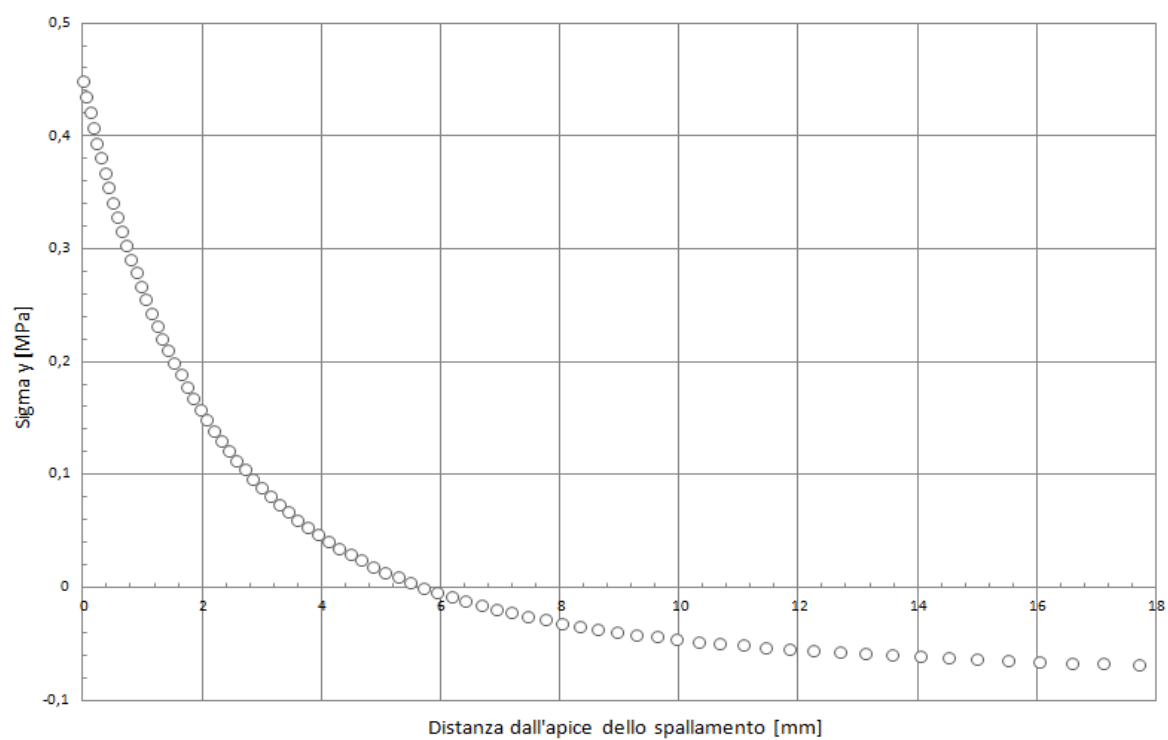


Figura 3.6. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.3. Terza Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	10
t	30
d	10
H	70
L	280
H/d	7
r/d	1
t/r	3

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.2472$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.3766$$

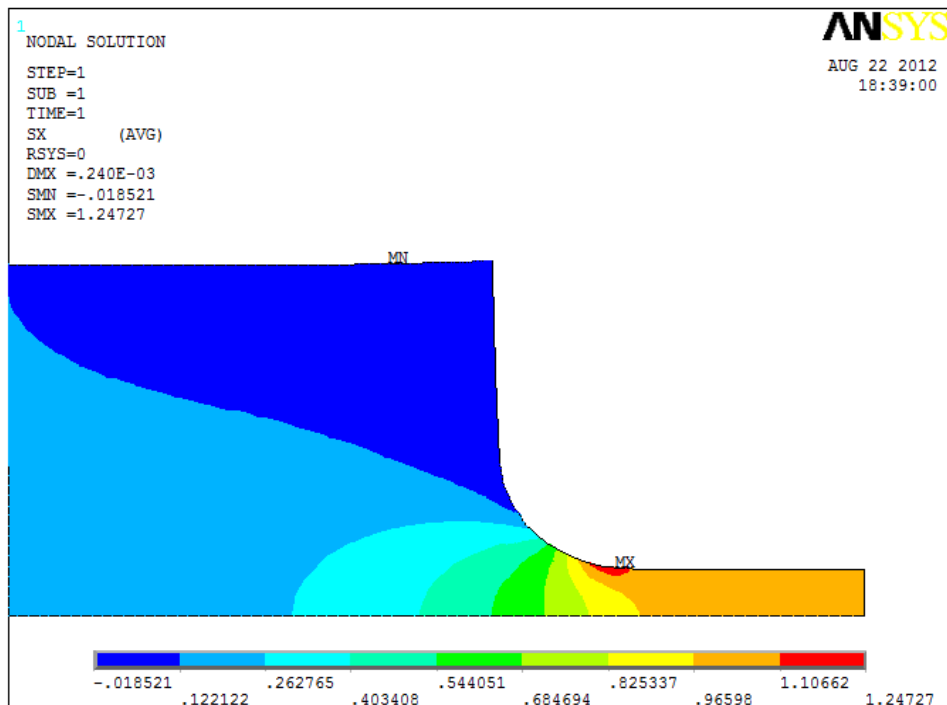


Figura 3.7. Tensione principale nella zona dello spallamento

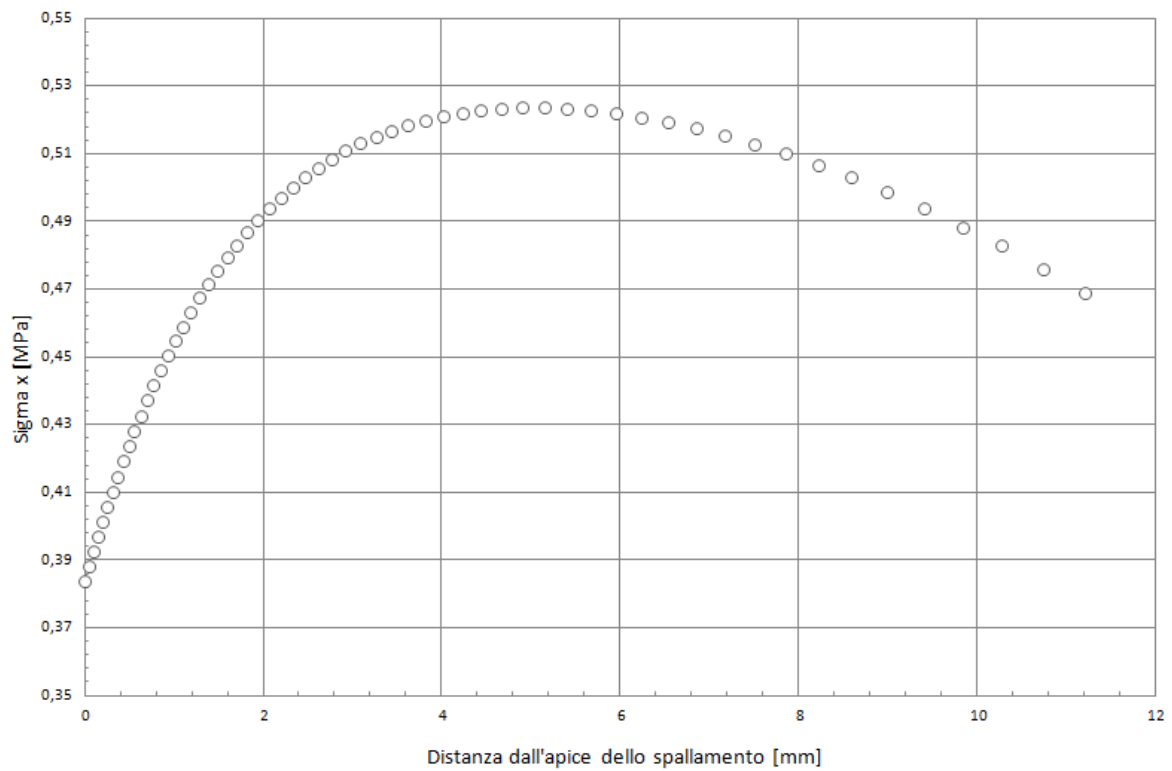


Figura 3.8. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

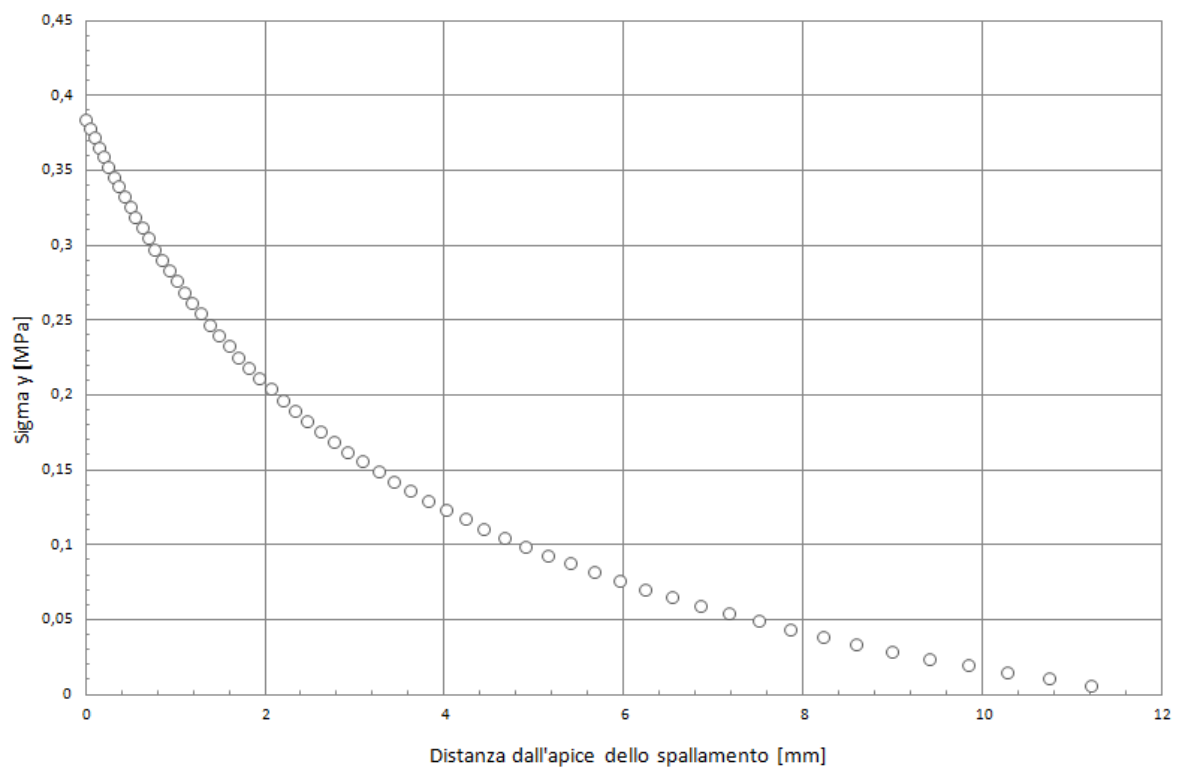


Figura 3.9. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.4. Quarta Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	20
t	20
d	10
H	50
L	120
H/d	5
r/d	2
t/r	1

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.1283$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.2314$$

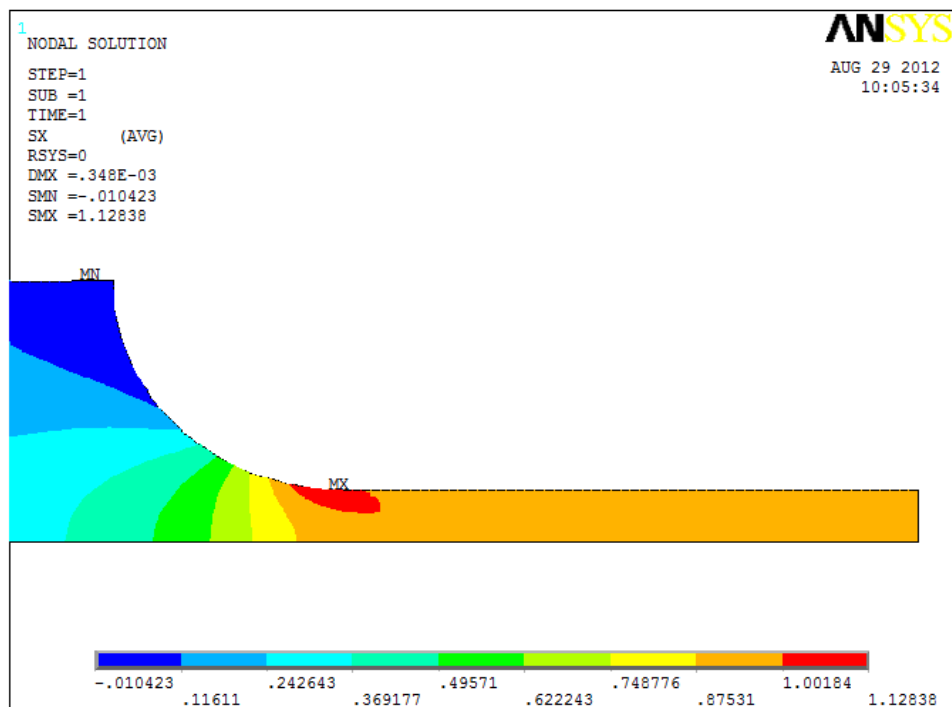


Figura 3.10. Tensione principale nella zona dello spallamento

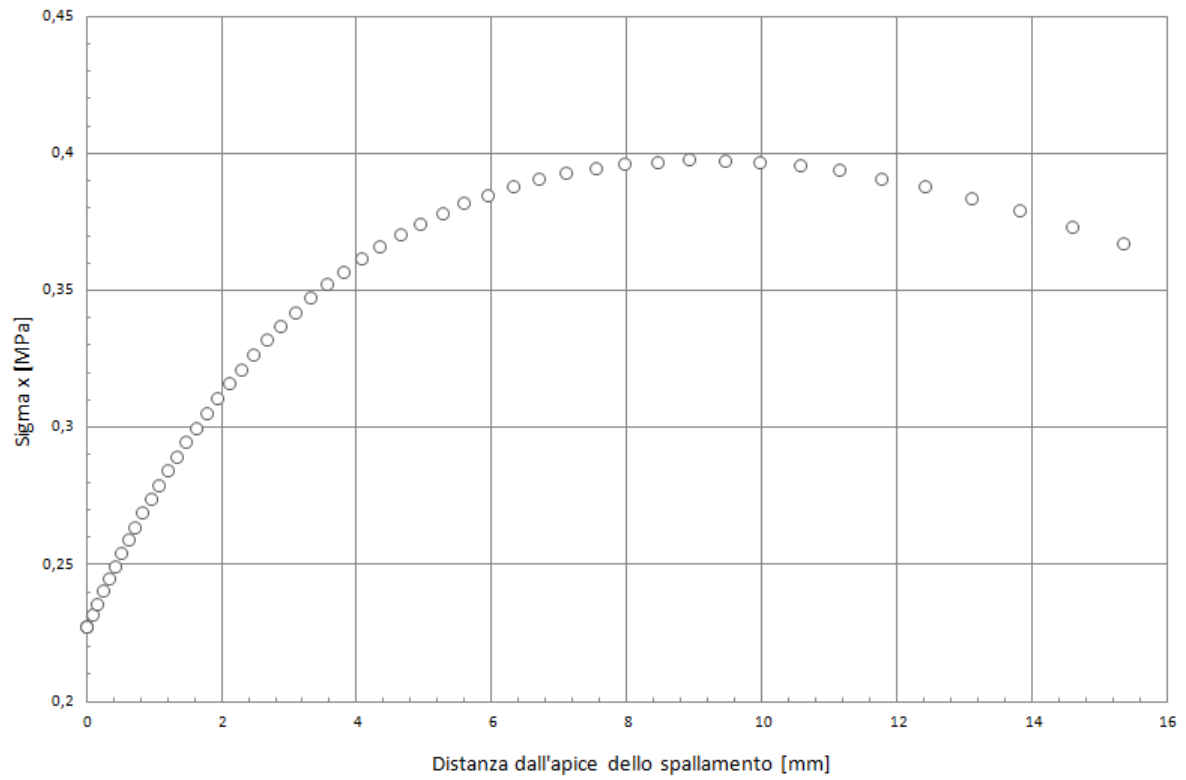


Figura 3.11. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

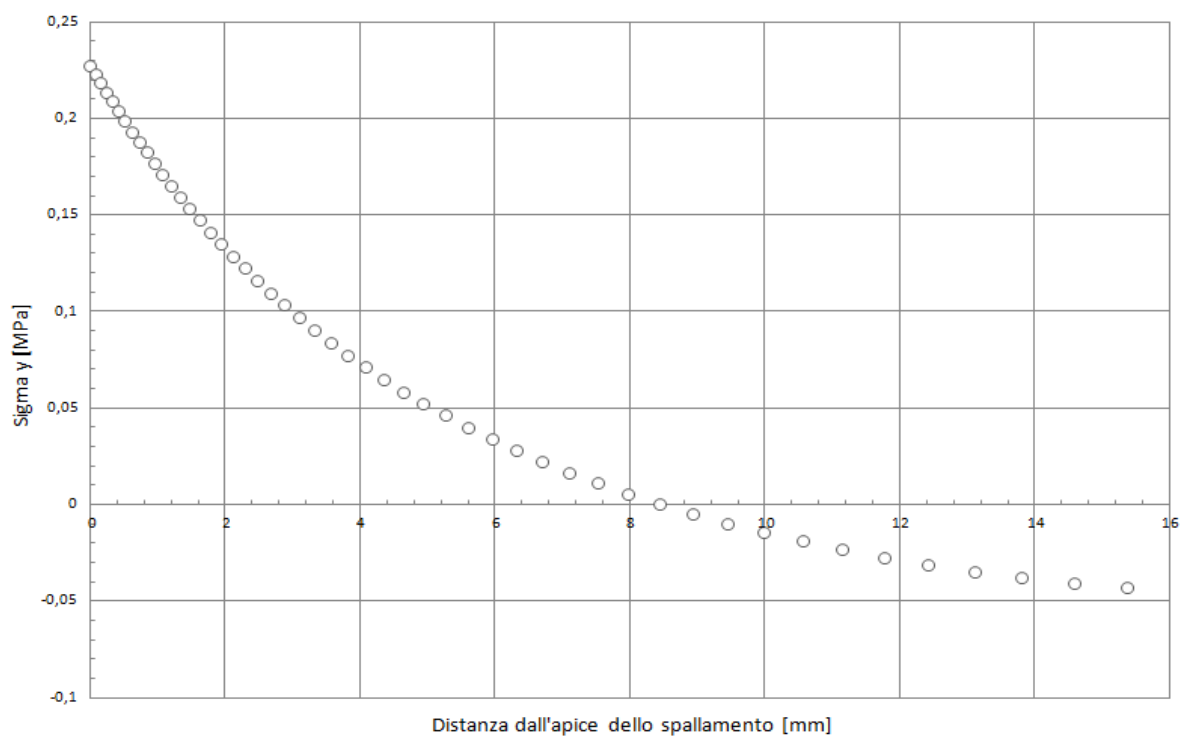


Figura 3.12. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.5. Quinta Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	15
t	20
d	100
H	140
L	800
H/d	1.4
r/d	0.15
t/r	1.33

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.8501$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.9149$$

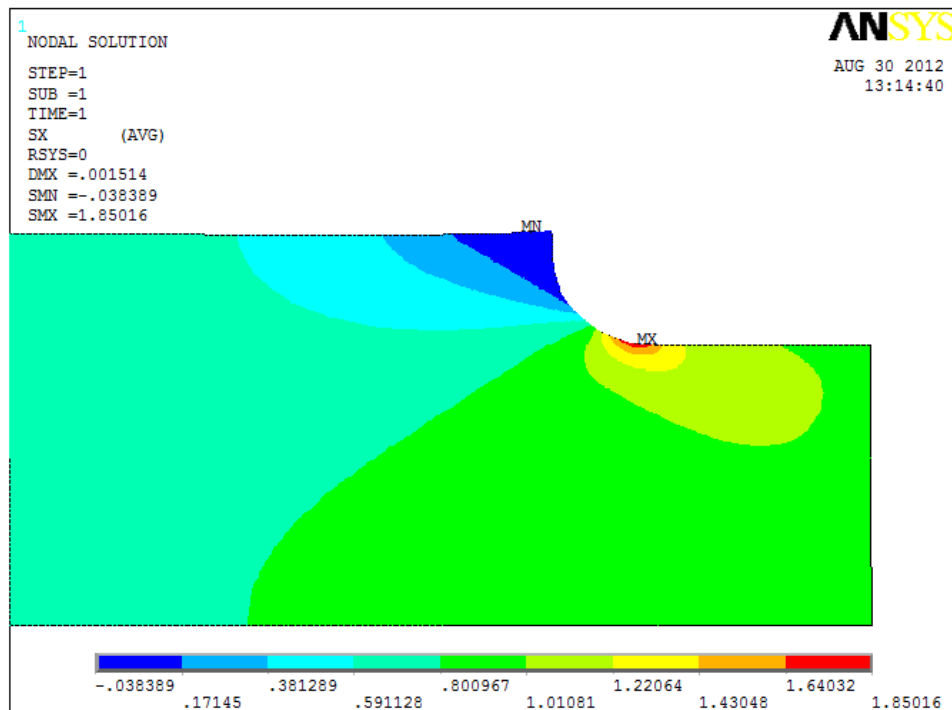


Figura 3.13. Tensione principale nella zona dello spallamento

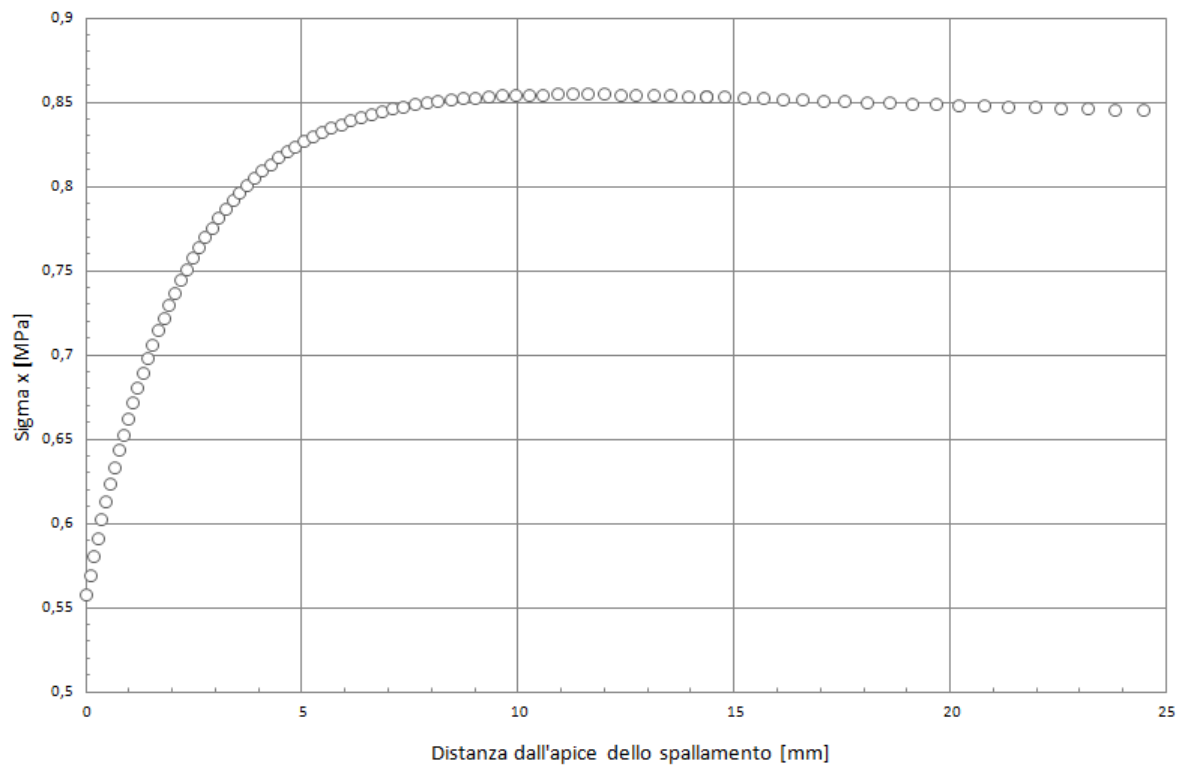


Figura 3.14. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

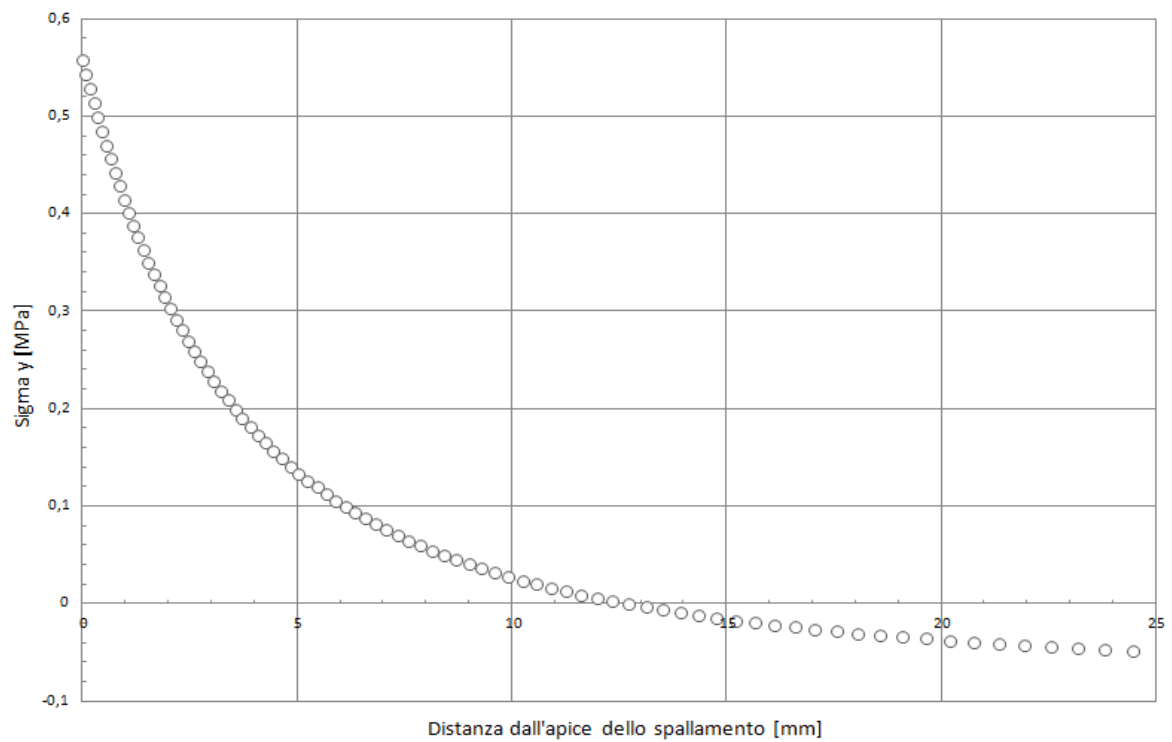


Figura 3.15. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.6. Sesta Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	30
t	35
d	10
H	80
L	35
H/d	8
r/d	3
t/r	1.16

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.0876$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.1559$$

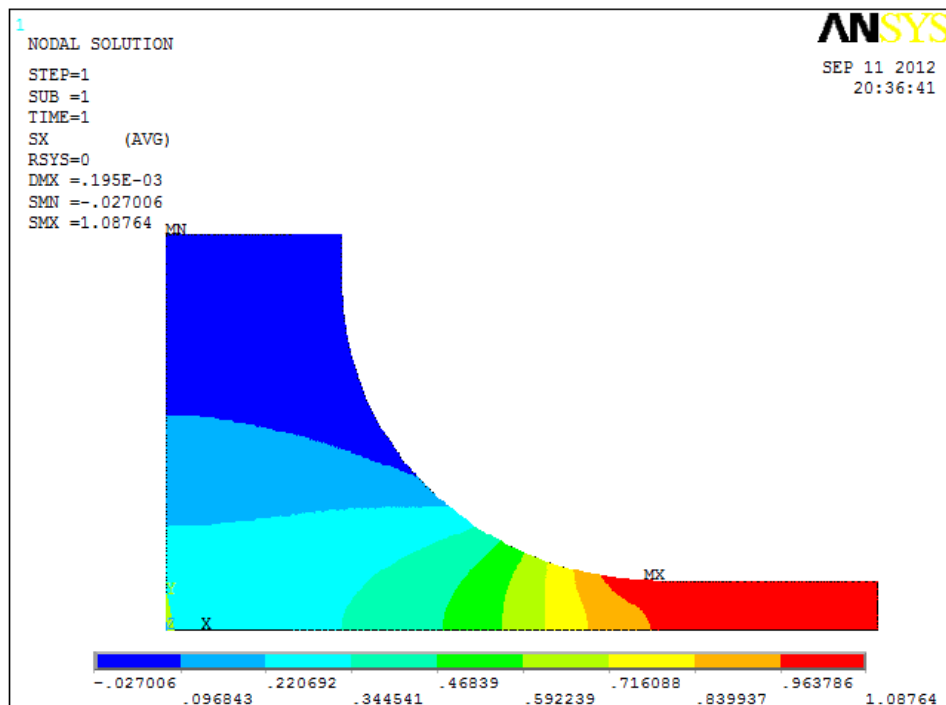


Figura 3.16. Tensione principale nella zona dello spallamento

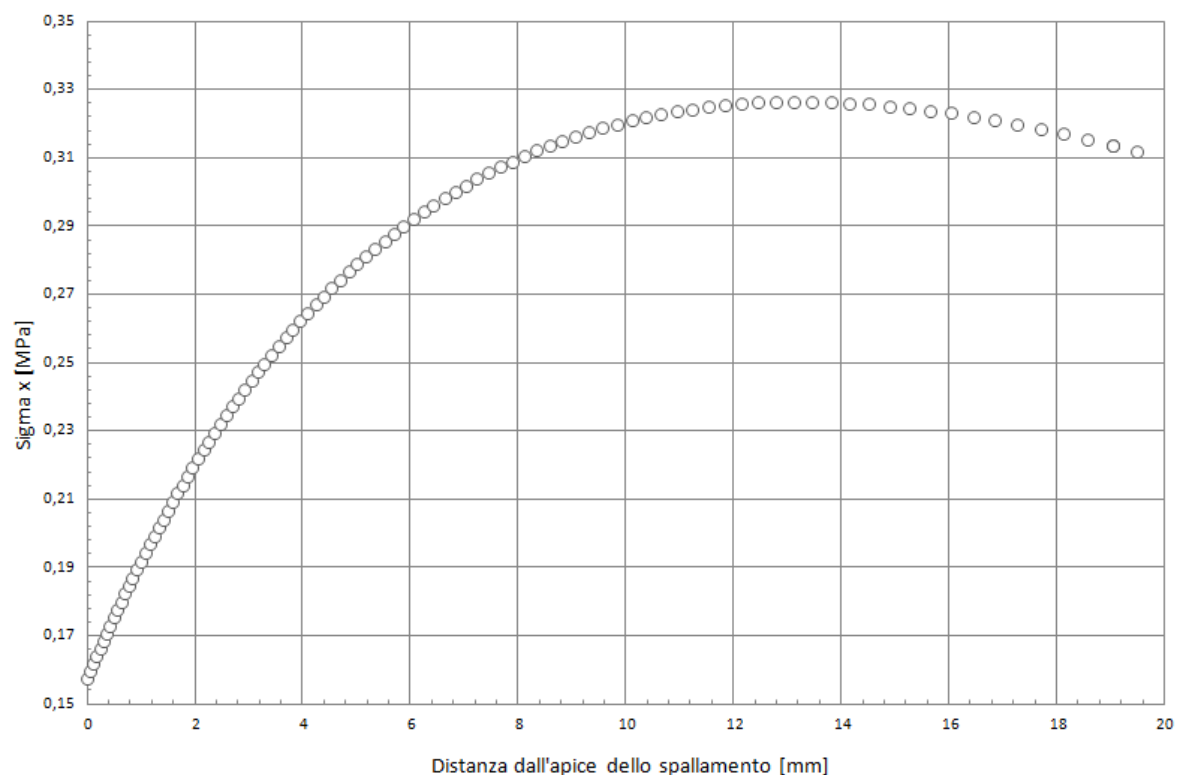


Figura 3.17. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

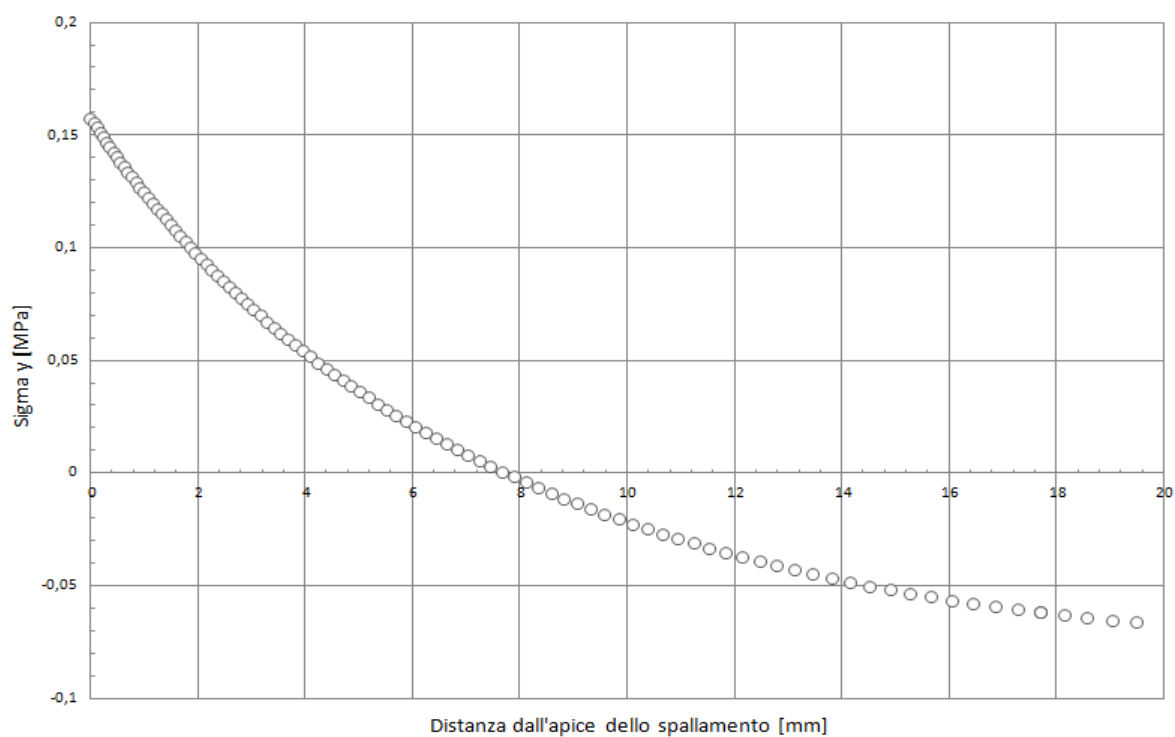


Figura 3.18. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.7. Settima Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	10
t	40
d	25
H	105
L	550
H/d	4.2
r/d	0.4
t/r	4

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.5664$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 1.7551$$

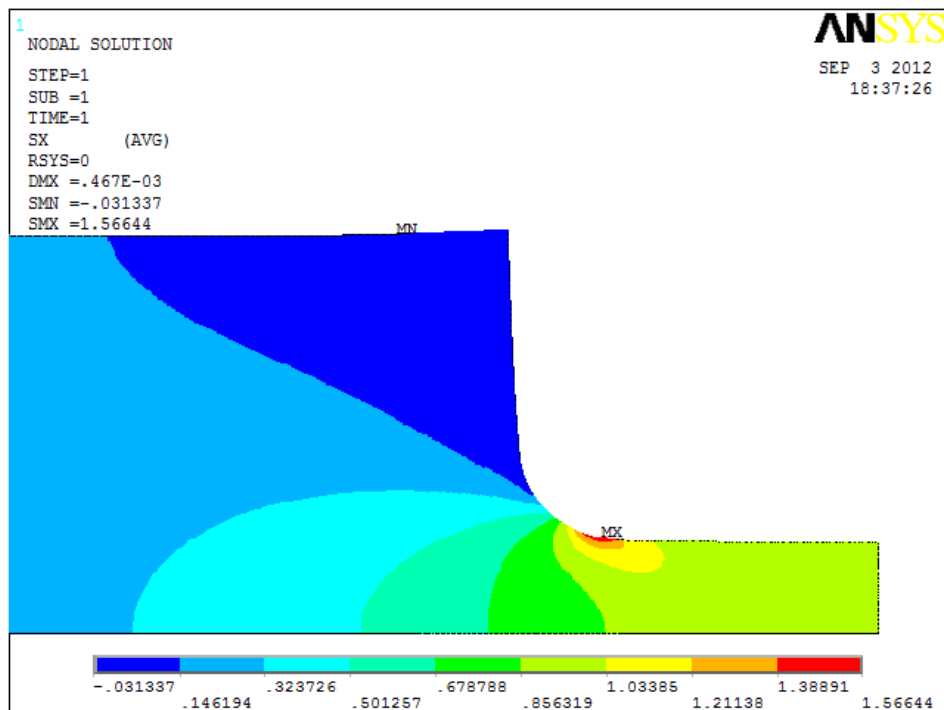


Figura 3.19. Tensione principale nella zona dello spallamento

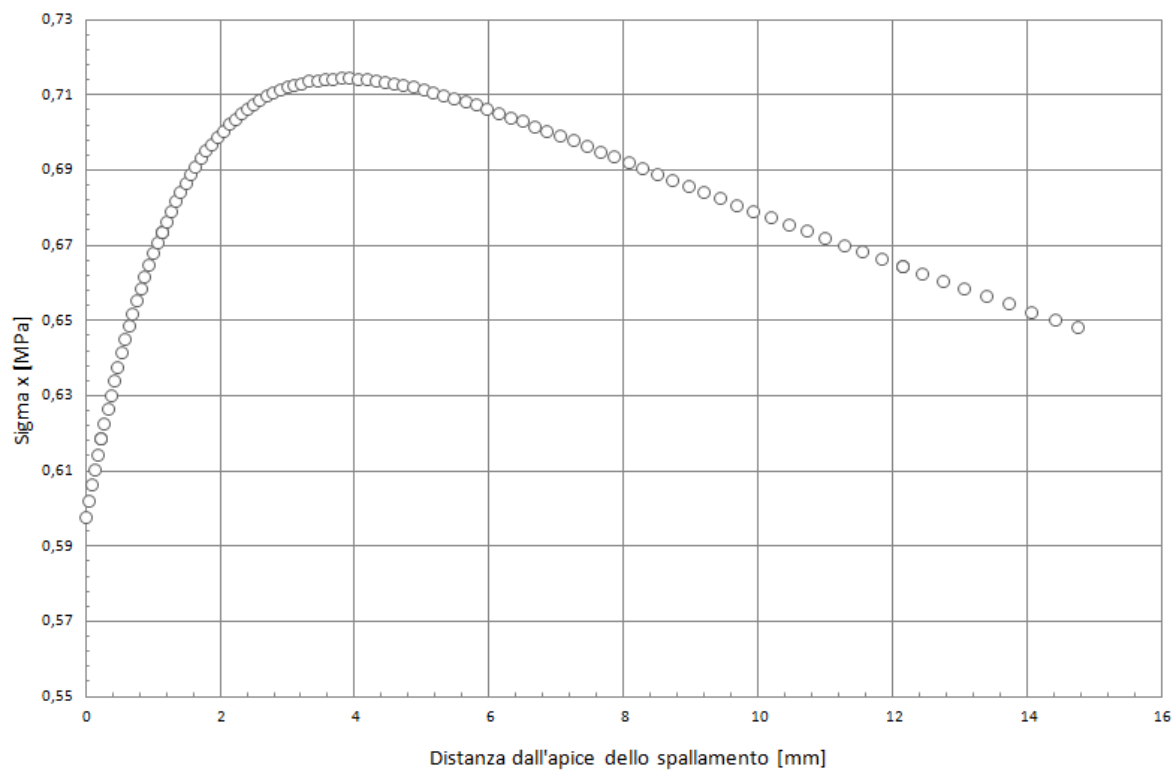


Figura 3.20. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

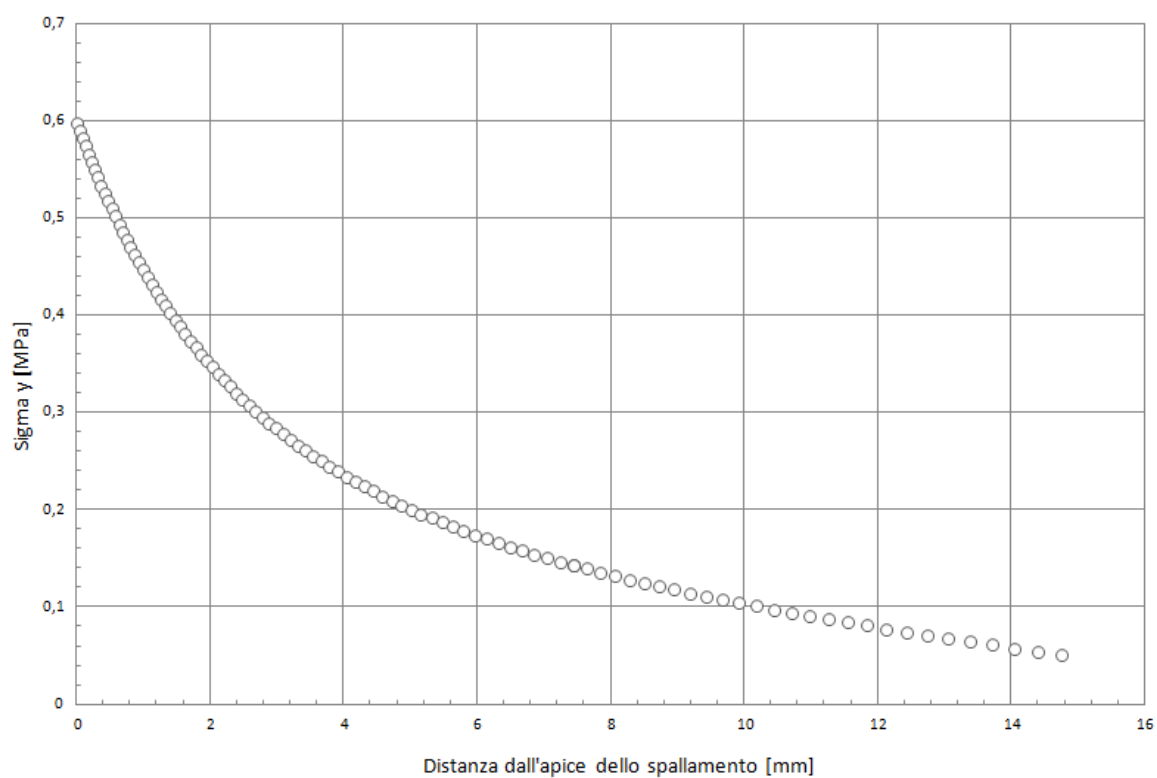


Figura 3.21. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.8. Ottava Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	10
t	30
d	60
H	120
L	660
H/d	2
r/d	0.166
t/r	3

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 1.9908$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 2.1165$$

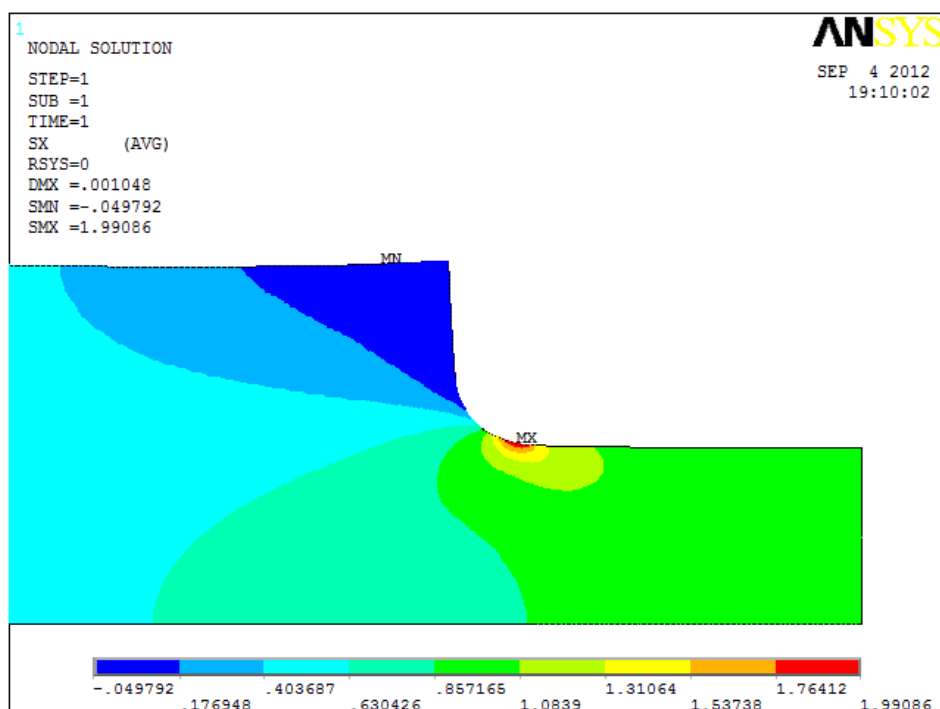


Figura 3.22. Tensione principale nella zona dello spallamento

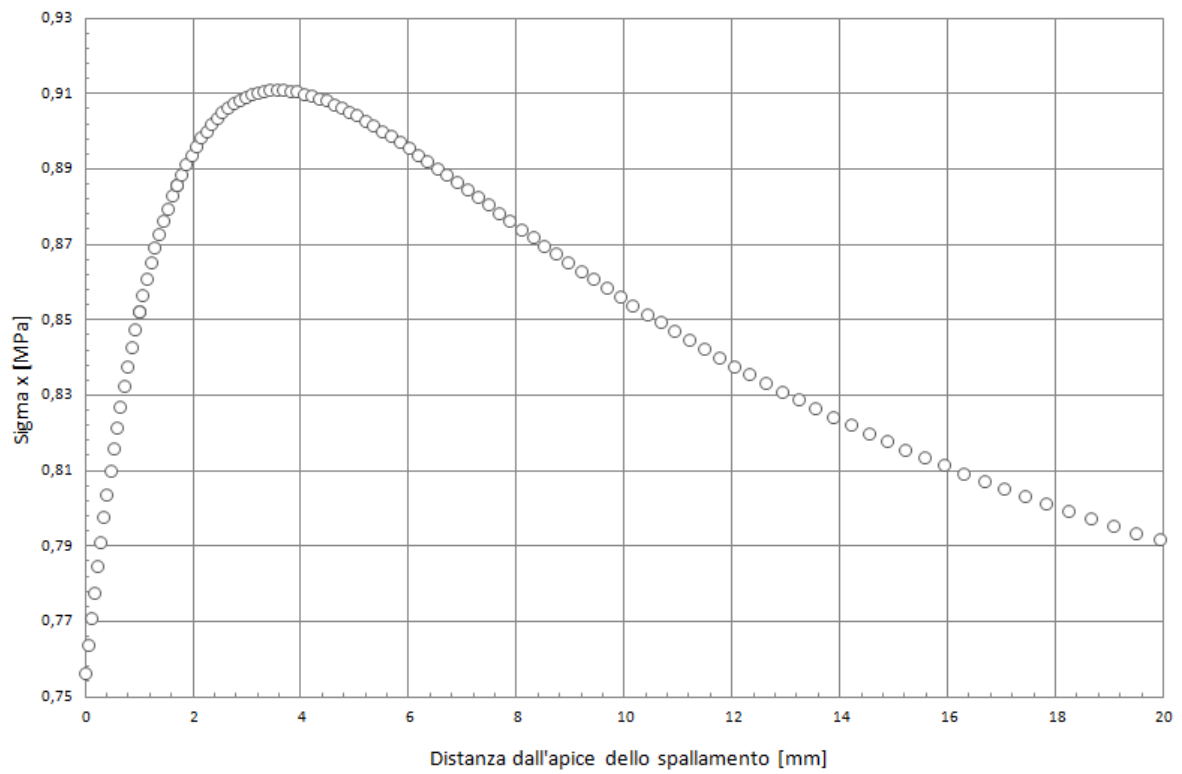


Figura 3.23. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

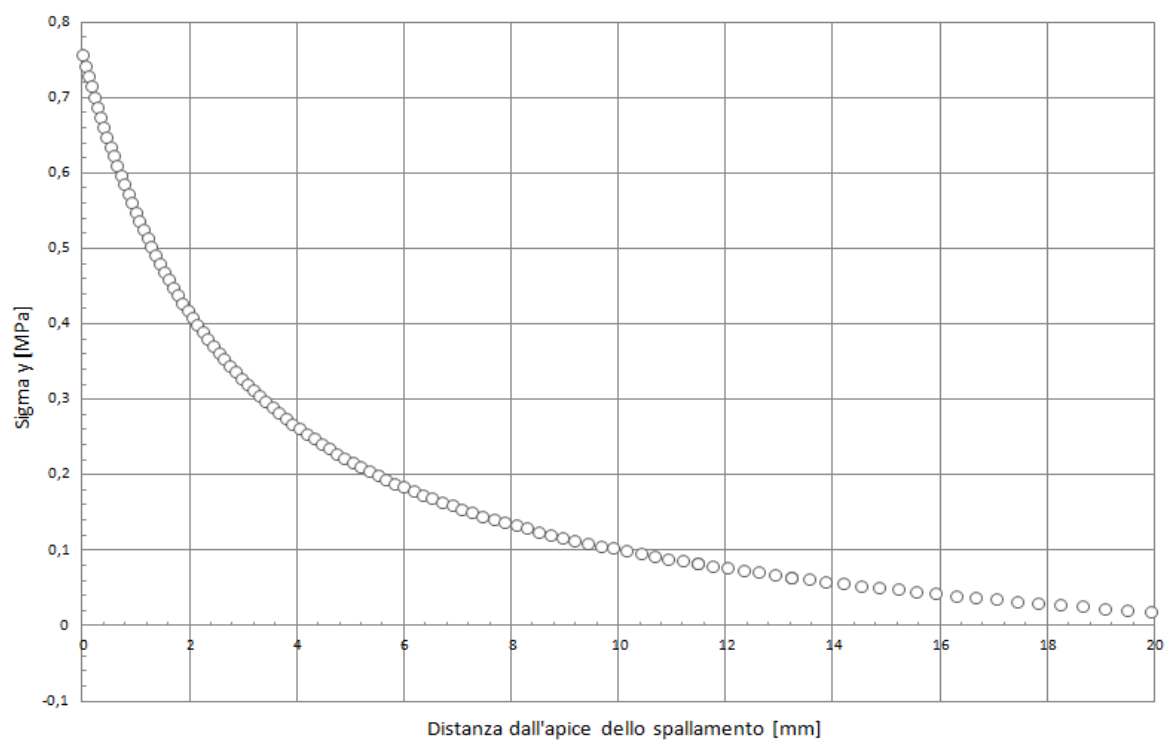


Figura 3.24. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.9. Nona Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	5
t	40
d	50
H	130
L	740
H/d	2.6
r/d	0.1
t/r	8

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 2.4032$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 2.6812$$

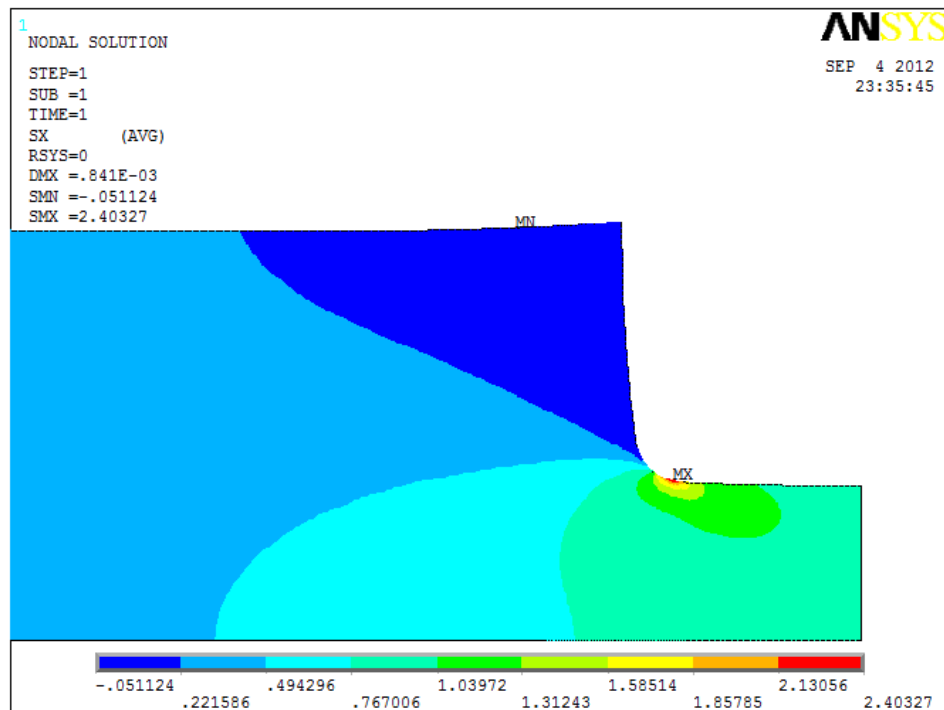


Figura 3.25. Tensione principale nella zona dello spallamento

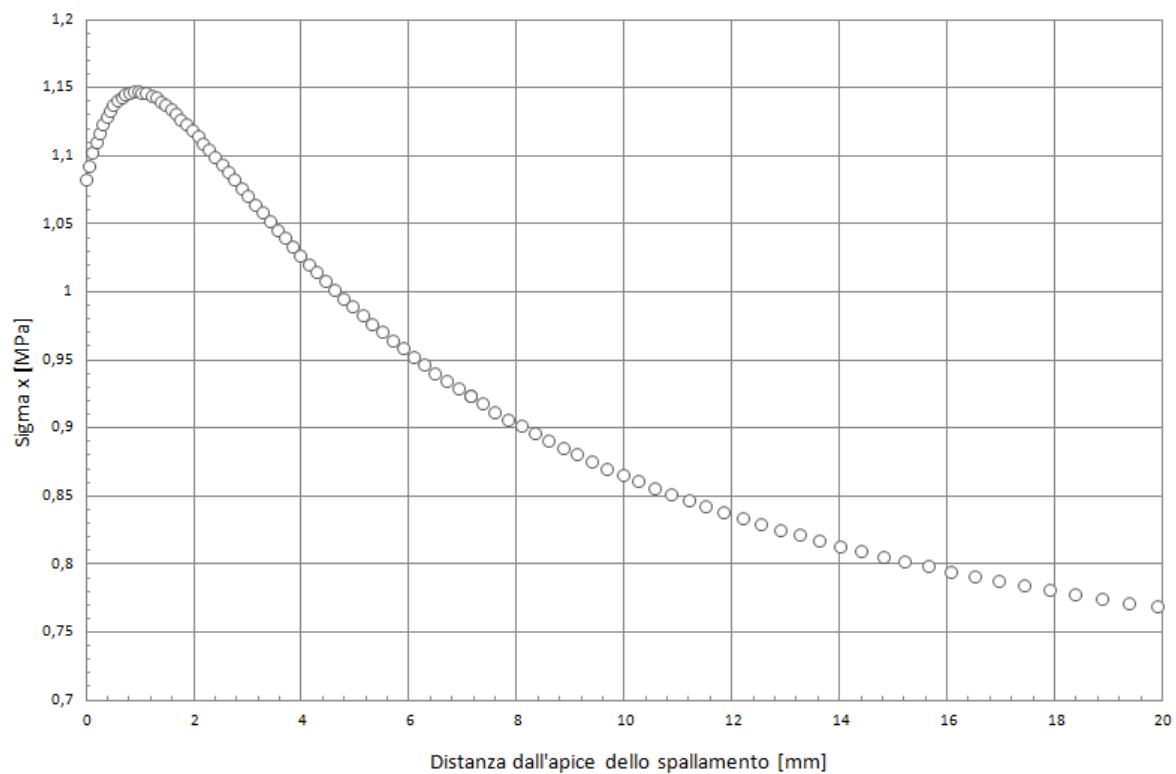


Figura 3.26. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

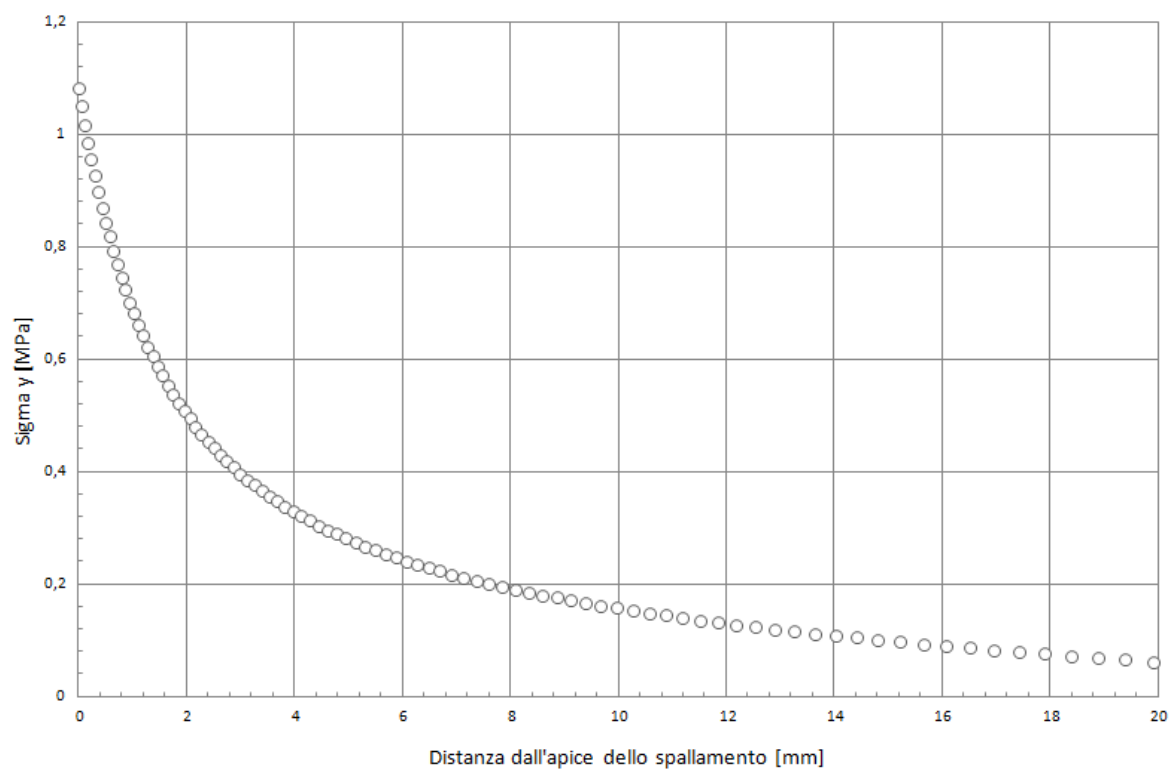


Figura 3.27. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

3.10. Decima Geometria

Parametri	Dimensioni [mm]
r	3
t	15
d	20
H	50
L	280
H/d	2.5
r/d	0.15
t/r	5

$$K_{t\text{ ANSYS}} = 2.0989$$

$$K_{t\text{ PETERSON}} = 2.3128$$

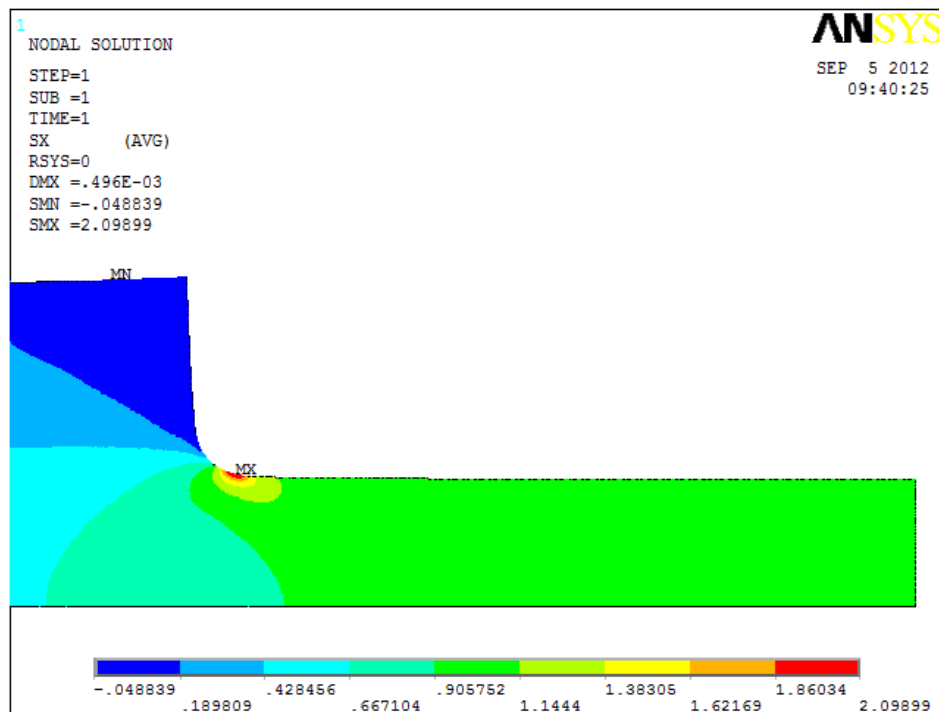


Figura 3.28. Tensione principale nella zona dello spallamento

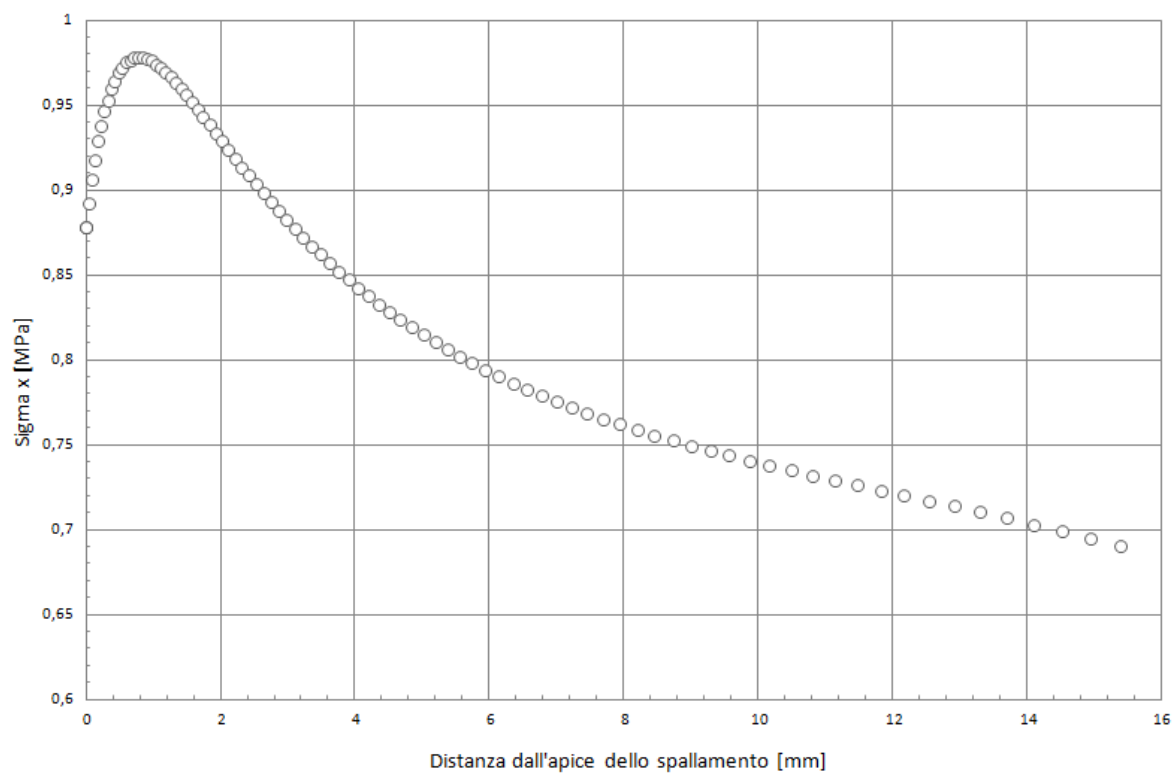


Figura 3.29. Andamento di σ_x lungo la bisettrice dello spallamento

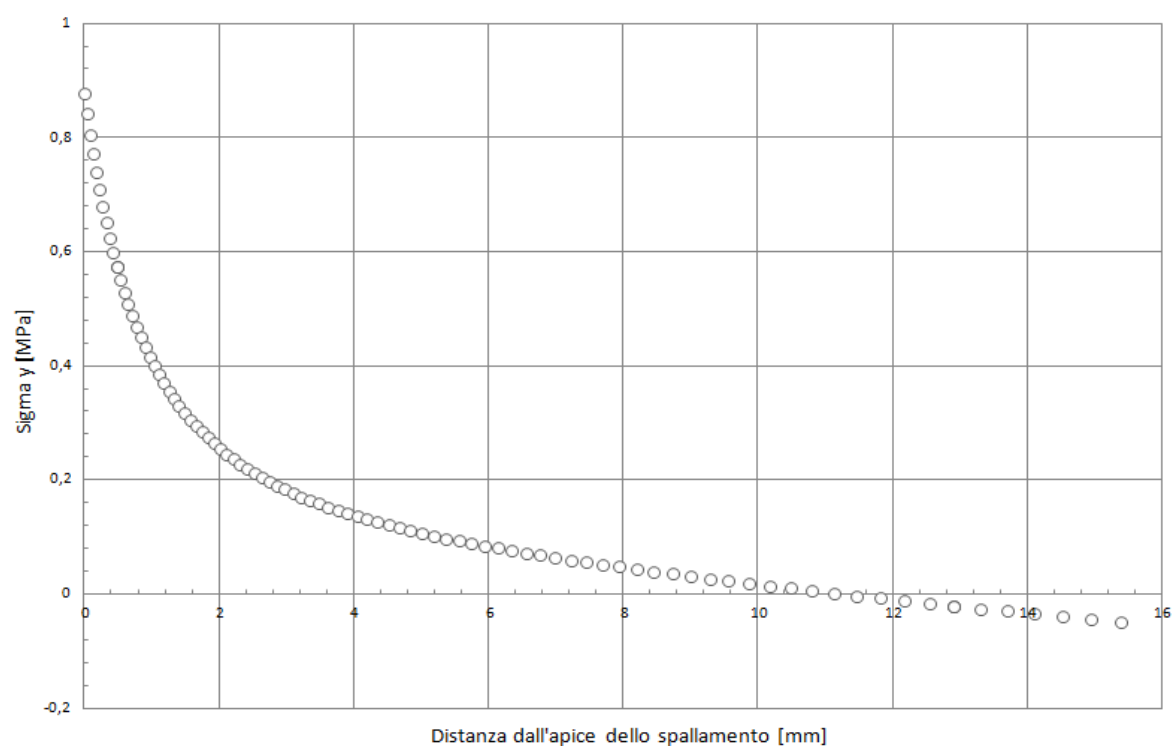


Figura 3.30. Andamento di σ_y lungo la bisettrice dello spallamento

4. Conclusioni

Nella tabella seguente vengono riassunti i risultati ottenuti:

	$K_{T\text{ ANSYS}}$	$K_{T\text{ PETERSON}}$
Geometria 1	1.4759	1.5781
Geometria 2	1.6948	1.7448
Geometria 3	1.2472	1.3766
Geometria 4	1.1283	1.2314
Geometria 5	1.8501	1.9149
Geometria 6	1.0876	1.1559
Geometria 7	1.5664	1.7551
Geometria 8	1.9908	2.1165
Geometria 9	2.4032	2.6812
Geometria 10	2.0989	2.3128

Nel grafico sottostante è possibile eseguire un confronto tra il K_t trovato tramite le formulazioni tratte dal libro del Peterson e quello calcolato da Ansys per ognuna delle geometrie analizzate.

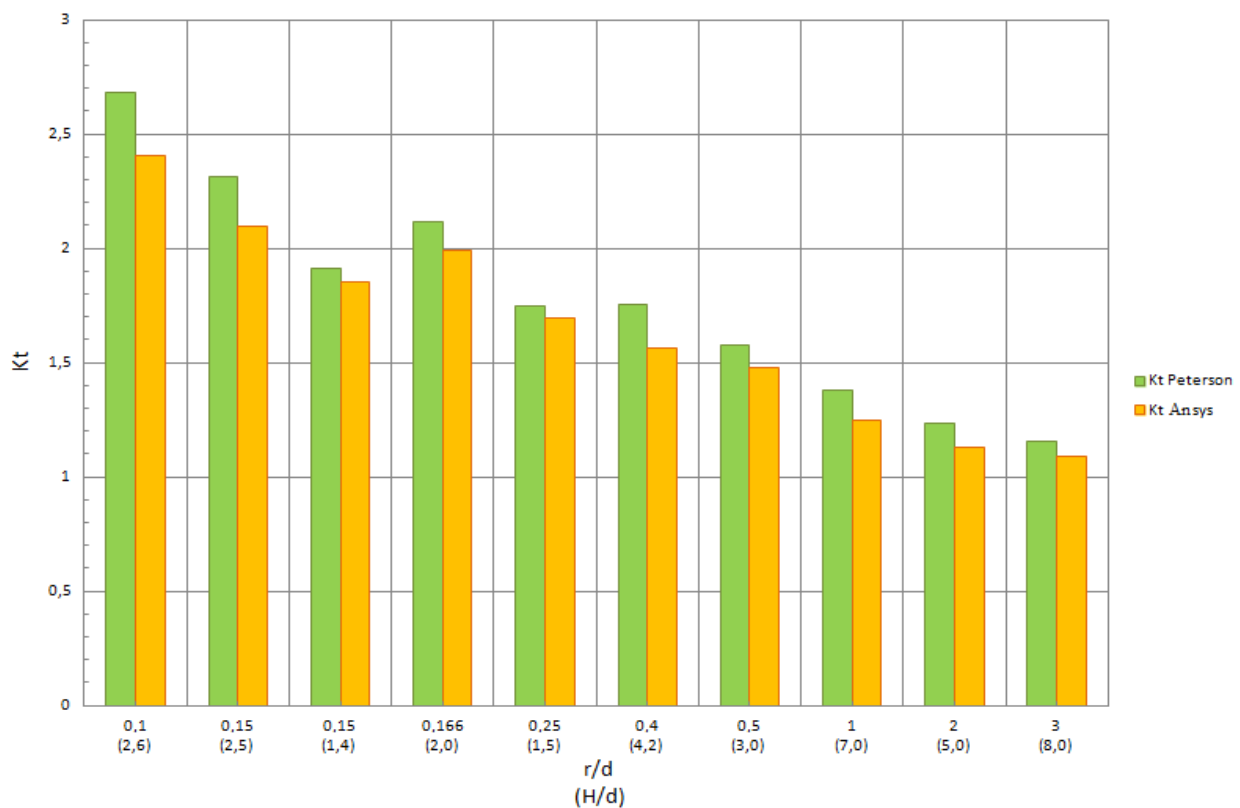


Figura 4.1. Confronto tra $K_{t\text{ ANSYS}}$ e $K_{t\text{ PETERSON}}$

Il K_t per una piastra con due spallamenti simmetrici soggetta a trazione dipende da molteplici fattori, quali i rapporti H/d , r/d e t/r , ed analizzando questi, si nota come in generale diminuisca all'aumentare del rapporto r/d .

Per quanto riguarda le distribuzioni di tensione lungo le bisettrici degli spallamenti ricavati con *Ansys* si rileva come queste abbiano tutte il medesimo andamento, sia nel caso di σ_x che di σ_y .

Si osserva infine come, con l'aiuto del grafico qui sotto, i risultati dei due metodi di analisi non siano molto coincidenti, visto che si ottengono in cinque casi su dieci differenze percentuali intorno al nove e undici per cento. Solo nelle geometrie 2 e 5, i risultati sono abbastanza simili.

Le differenze percentuali sono inoltre sempre positive, quindi si possono considerare le espressioni approssimate del Peterson come una approssimazione per eccesso (e quindi da parte della sicurezza) di quella numerica.

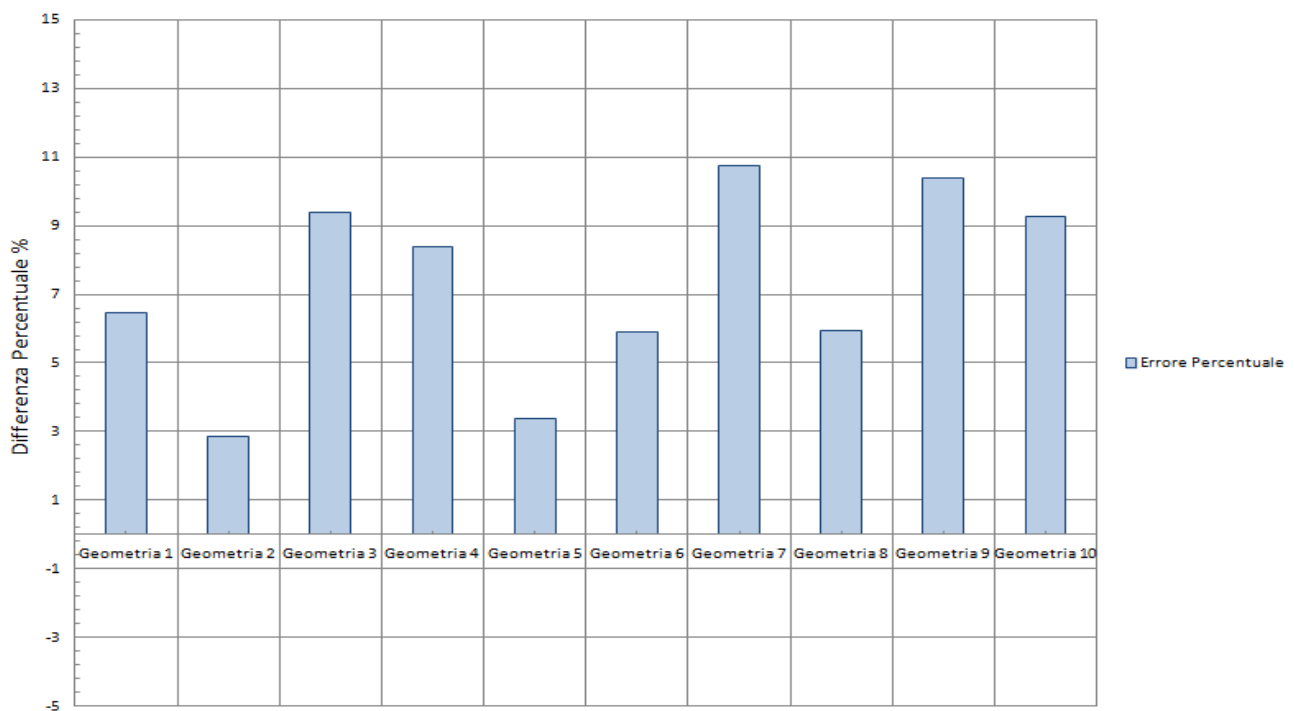


Figura 4.2. Differenza Percentuale tra $K_{t,ANSYS}$ e $K_{t,PETERSON}$

Analizzando questi dati si può concludere che la formulazione tratta dal libro del Peterson per questo caso, visto il notevole numero di variabili, può essere una valida alternativa al metodo numerico solo per analisi veloci e volutamente un po' superficiali.

Bibliografia

Lazzarin P., 2006, *Fondamenti di Costruzioni di Macchine*, Padova: Cortina Editore.

Zappalorto M., *Appunti sul Metodo agli Elementi Finiti*, appunti forniti agli studenti.

(http://it.wikipedia.org/wiki/Diagramma_di_Wohler), 3 settembre 2012