

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Solderless press in connection: analisi F.E.M. della connessione e
prove di conformità meccanica, termica ed elettrica**



Relatore:

Prof. Alessandro Salmi

Tutor aziendale:

Ing. Simone Bigaran

Candidato:

Alberto Millo

Anno accademico 2020/2021

Indice

1.	INTRODUZIONE.....	1
1.1.	Nascita e uso delle connessioni press-in.....	2
2.	INTRODUZIONE ALLA CONNESSIONE....	4
2.1.	Studio e funzione della connessione.....	5
2.2.	Gli elementi di una connessione press-fit.....	6
2.3.	Le microsaldature per attrito.....	7
2.4.	Normativa IEC 60352-5 e stesura banco prove.....	7
3.	MODELLAZIONE.....	10
3.1.	Il reverse engineering.....	11
3.2.	Progettazione e realizzazione CAD.....	12
3.2.1.	Pin singolo.....	17
3.2.2.	Pin multiplo.....	18
3.2.3.	Foro calibrato.....	19
4.	ANALISI FEM DELLA CONNESSIONE....	20
4.1.	Richiamo metodo degli elementi finiti.....	21
4.1.1.	Cenni sulla teoria del continuo e dell'elasticità.....	22
4.1.2.	La discretizzazione del continuo.....	25
4.1.3.	Il principio dei lavori virtuali.....	26
4.1.4.	Formulazione metodo degli elementi finiti.....	28
4.1.5.	Approssimazione metodo degli elementi finiti.....	30

4.1.6.	Elementi finiti.....	31
4.2.	Introduzione ai software.....	33
4.3.	Pin singolo.....	34
4.3.1.	Analisi della forza di inserimento.....	35
4.3.2.	Analisi della deformazione plastica Residua.....	58
4.3.3.	Analisi termica dell'inserimento.....	62
4.3.4.	Analisi elettrica della connessione.....	72
4.3.5.	Analisi forza di estrazione.....	81
5.	REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO.....	83
5.1.	Lo stampo di tranciatura.....	85
5.1.1.	Descrizione del processo.....	88
5.1.2.	Modello 3D dello stampo di trancia.....	89
5.1.3.	Realizzazione dello stampo.....	91
6.	ANALISI DEL PROTOTIPO.....	93
6.1.	Pin	96
6.1.1.	Individuazione della forza di inserimento.....	96
6.1.2.	Individuazione forza di estrazione.....	98
6.1.3.	Analisi elettrica della connessione.....	100
7.	MODELLO FEM E PROTOTIPO.....	101
7.1.	Analisi e confronto dei risultati.....	102
8.	CONCLUSIONI.....	104
	Ringraziamenti.....	108
	Bibliografia.....	109

1. INTRODUZIONE

La seguente tesi è il risultato di un'attività di studio svolta presso Mista Spa, un'azienda di tranciatura, stampaggio e costampaggio con sede a Cortiglione (AT).

Mista nasce nel 1971, anno in cui inizia la sua produzione per l'indotto dell'automotive come terzista della *Cavis*, sistemista di componenti elettrici per *Fiat Auto*. Negli anni '80 e '90 si sviluppa ampliando la propria offerta di prodotto nel settore della tranciatura dei contatti elettrici e dello stampaggio di materiali termoplastici, accrescendo il suo mercato ed entrando in quello dell'elettrodomestica. Attraverso l'acquisizione di *Fire* inizia la produzione di componenti elettromeccanici, relè, interruttori e commutatori. Successivamente, nel 2002, con un'altra acquisizione, quella di *Stars*, reparto stampaggio di *Valeo*, rafforza il settore dello stampaggio termoplastico e del co-stampaggio.

Nel 2007 ha avviato una società in Tunisia, *MST Sarl*, un'azienda specializzata in ambito dello stampaggio termoplastico che aiuta *Mista* ad essere competitiva su alcuni prodotti e processi a maggiore intensità di manodopera. La Tunisia, infatti, è famosa per essere il paese più vicino e più stabile politicamente in cui la manodopera costa meno.



Figura 1.1-Logo aziendale Mista S.p.a.

Oggi *Mista* è una realtà medio-grande, il cui fatturato ammonta a 32,5 mln di euro (2019), che dà lavoro a 150 persone nello stabilimento storico italiano e a 300 in quello tunisino, che produce contatti elettrici, particolari tranciati e saldati, manufatti in termoplastico con elevate esigenze dimensionali, co-stampati e prodotti ibridi per i più importanti produttori di componentistica per auto, elettrodomestica ed energia elettrica a bassa potenza.

I processi di Marketing, Pianificazione e Gestione dei programmi, l'Ingegneria di prodotto e di processo hanno sede e coordinamento in

Italia dove si trovano anche i reparti produttivi di tranciatura e saldatura dei metalli, di stampaggio e co-stampaggio dei polimeri, di assemblaggio e collaudi automatici. Nel sito italiano è anche presente un'officina meccanica in grado di costruire e mantenere le attrezzature ad ogni livello di complessità.

La mia attività in azienda è iniziata con un tirocinio curricolare di 300 ore, durante il quale ho avuto la possibilità di interfacciarmi con il mondo del lavoro. Il primo periodo di stage è stato una specie di rodaggio in cui ho trovato il modo di entrare nell'ottica del mondo del lavoro, visto che il tirocinio è stata in assoluto la mia prima esperienza lavorativa. Mi sono state fornite diverse mansioni, quelle che ho trovato più interessanti sono state quelle che implicavano la risoluzione di problemi, il famigerato problem solving, o quelle di progettazione e creazione di attrezzature. È proprio durante lo svolgimento di quest'ultimo compito che ho avuto la fortuna di incontrare per la prima volta il mio argomento di tesi: il press-fit.

1.1. Nascita e uso delle connessioni press-in

Con il termine press-fit si identificano diversi tipi di connessioni meccaniche costituite solitamente da due parti, un cilindro che si incastra in un foro.

La connessione press-fit oggetto del seguente studio viene indicata con il nome di “solderless press in connection”.

I press-fit nascono e vengono inizialmente utilizzati nell'industria delle telecomunicazioni negli anni '70, verso la fine degli anni '80 essi vengono introdotti nel settore automotive.

È proprio durante gli ultimi trent'anni che questa connessione prende piede a livello mondiale sempre in campo automotive, ma, nonostante ciò, la tecnologia di costruzione e la maggior parte dei brevetti è rimasta nelle mani delle prime aziende che l'hanno creata, in particolare degna di nota è *TE Connectivity*.

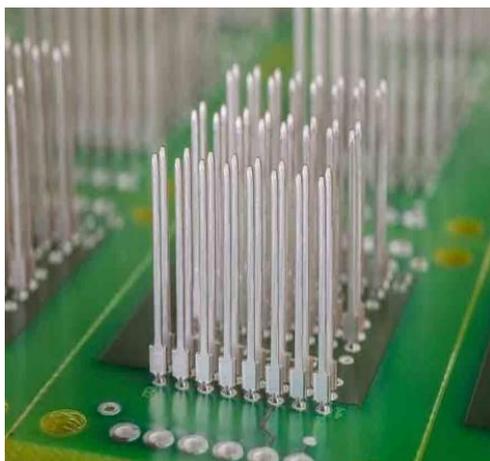


Figura 1.2-Esempi connessioni press-fit

La tecnologia press-fit è ampiamente applicata in molteplici applicazioni del settore auto, viene utilizzata soprattutto per convenienza e sicurezza. L'elettronica nei veicoli è aumentata anno dopo anno, i tradizionali cablaggi con scatoline ed interruttori sono stati sostituiti da sistemi intelligenti. Sistemi di informazioni integrati e gestione del controllo del motore computerizzata migliorano la sicurezza, le prestazioni e il comfort. Aumentando l'elettronica anche il numero di connessioni elettriche all'interno dei veicoli aumenta, in parallelo si affianca il fatto che i veicoli stanno diventando sempre più piccoli, economici e sicuri. La conseguenza dell'elettronificazione e della miniaturizzazione è la richiesta di connessioni sempre più piccole, questo ha portato a sviluppare componenti come i press-fit.



Figura 1.3-Press-fit brevettato da TE Connectivity

Negli ultimi anni anche all'interno della realtà Mista è stato spesso richiesta la connessione press-fit, soprattutto dai grandi marchi per cui lavora, tanto che ci si è trovati di fronte ad un bivio: creare un press-fit interno all'azienda o acquisire un brevetto per poterne fare uno già

ampiamente studiato. La scelta sta ricadendo sulla seconda opzione per il semplice fatto che sono i clienti stessi a richiedere un determinato tipo di press-fit sia per una questione di compatibilità che per una di affidabilità.

2. INTRODUZIONE ALLA CONNESSIONE

In una connessione press-fit il pin di terminazione di un contatto è pressato in un foro calibrato, solitamente chiamato PTH acronimo di Plated Through Hole, di un PCB sigla di Printed Circuit Board ovvero circuito stampato.

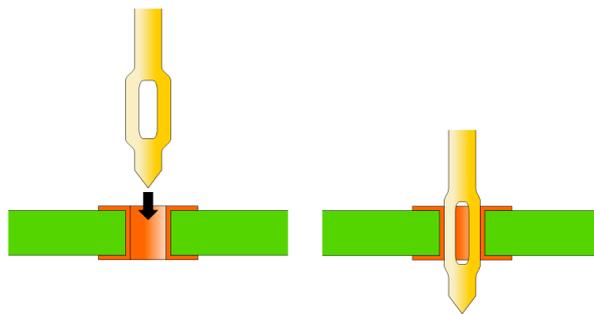


Figura 2.1-Schematizzazione della creazione di una connessione.

Esistono due tipi di terminazioni pin dei press-fit, quello solido avente una terminazione rigida, e quello cedevole avente il pin terminale elastico. Essi vengono prodotti in diverse misure e con numero di pin terminali variabile, sul mercato gli spessori più comuni sono di $0,6\text{ mm}$ per le connessioni di segnale e $0,8\text{ mm}$ per quelle di potenza, con un numero di pin che varia da 1 a 3.

Il press-fit viene creato attraverso la combinazione di processi di tranciatura e di coniatura solitamente all'interno di uno stampo progressivo.

I materiali adottati per la loro creazione sono solitamente leghe di rame, solitamente bronzo, che vengono successivamente trattate superficialmente spesso attraverso uno o più processi di metallizzazione; i materiali più utilizzati per questi processi sono stagno, nickel argento ed oro.

Non essendo saldato la garanzia del contatto è data dall'interferenza esistente tra pin e foro e dalle microsaldature per attrito che si generano per frizione durante l'inserimento.

I press-fit risultano quindi essere componenti particolarmente interessanti e allo stesso tempo complicati che necessitano di uno studio approfondito e accurato nonostante la loro irrisoria dimensione.

2.1. Studio e funzione della connessione

La connessione press-fit funziona come collegamento elettrico, il vantaggio rispetto ad una connessione tradizionale è l'assenza di una successiva saldatura a stagno che serve a dare la resistenza meccanica alla connessione stessa in modo da evitarne lo sfilamento.

Nelle solderless press in connection non sono presenti saldature a stagno successive, come dice il nome stesso per l'appunto. La garanzia di resistenza meccanica della connessione è data dall'interferenza tra foro e pin e dalle microsaldature per attrito che si creano per frizione durante l'inserimento del pin nel foro.

In queste zone l'attrito tra le superfici in movimento relativo tra di loro dovrebbe fare in modo di innalzare la temperatura in modo localizzato fino a raggiungere e superare quella di fusione dello stagno presente nel foro e sul pin. La forza di tenuta generata dall'interferenza è dovuta all'elasticità del materiale e dalla forma stessa della punta del pin. Durante il processo di formatura della geometria della punta, che è un misto di tranciatura e coniatura, viene incrudito il materiale in modo tale da farlo diventare più resistente e rigido. Il materiale su cui si basa lo studio è *CuSn6* un bronzo con il 6% di stagno al suo interno, ideale per contatti e connettori, che viene comprato in bobine di lamierino con spessori variabili.

Comparando la tecnologia press-fit alle connessioni saldate si notano immediatamente dei vantaggi. Con i press-fit non sono necessari materiali plastici per la costruzione del PCB troppo performanti e di conseguenza costosi perché essi non devono resistere alle stesse temperature che si raggiungono durante il processo di saldatura. Il processo di connessione con i press-fit è più facile e veloce ed evita

l'utilizzo degli agenti chimici usati e sviluppati nei processi di saldatura, possiamo dunque dire che è a più basso impatto ambientale.



Figura 2.2-Schematizzazione operazione di inserimento.

2.2. Gli elementi di una connessione press-fit

Gli elementi fondamentali della connessione sono il connettore e il PCB, in particolare i pin del primo e i fori del secondo. Le connessioni possono esistere singolarmente, un accoppiamento pin-foro o multiple, anche superare la decina in connettori molto grossi.

Del pin studieremo la punta che va a piantarsi nel foro calibrato e non quella opposta che va a interfacciarsi con il cavo elettrico all'interno del connettore, la cui forma risulta essere in funzione dell'applicazione.

Come si nota dalle immagini 3D e dai disegni quotati sono riportati 2 tipi di pin che differiscono nello spessore e nella forma, $0,6\text{ mm}$ e $0,8\text{ mm}$.

Le tolleranze sul pezzo sono le più strette realizzabili, le più basse raggiungibili da un processo di tranciatura e di coniatura.

Il pin risulta essere stagnato attraverso galvanizzazione.

Del foro escluderemo la parte inerente al PCB e quindi ci occuperemo solamente della parte metallica. Il diametro dei fori è di 1 mm per il press-fit da $0,6\text{ mm}$ e di $1,45\text{ mm}$ per quello da $0,8\text{ mm}$. I fori ricevono una stagnatura chimica.

2.3. Le microsaldature per attrito

Il fenomeno fisico che sta dietro al meccanismo di unione dei due oggetti è l'attrito. Le saldature ad attrito sono classificabili tra i processi di saldatura allo stato solido. All'interno di questo genere di saldatura intervengono due successive operazioni, la prima consiste nel riscaldamento delle facce attraverso l'attrito generato dal moto relativo sull'interfaccia di saldatura, combinato con una pressione applicata, la seconda consiste in una ricalcatura senza movimento relativo. A separare le due operazioni è appunto lo stadio di arresto in quanto, fino a che esiste il moto relativo, non si può formare il giunto e dopo il suo arresto non vi è ulteriore riscaldamento.

Nel nostro caso il movimento relativo è dato dall'inserimento e la pressione di contatto è dovuta all'interferenza esistente tra punta del pin e foro. Matematicamente parlando, applicando il primo principio della termodinamica al sistema punta-foro il lavoro per inserire il pin viene in parte utilizzato per deformare elasticamente la punta, e in parte per vincere l'attrito, questa quota di lavoro provoca un aumento di energia interna e di conseguenza un aumento della temperatura del sistema, l'innalzamento della temperatura dovrebbe essere localizzato e tale da superare il punto di fusione dello strato di stagno presente sulle superfici generando una vera e propria saldatura.

Questo fenomeno verrà verificato con l'analisi agli elementi finiti durante la simulazione termica dell'inserimento della punta nel foro.

2.4. Normativa IEC 60352-5 e stesura banco prove

La IEC 60352-5 è la normativa che deve essere rispettata al fine di poter commercializzare la tecnologia press-fit sul mercato. Serve a far raggiungere e a garantire la conformità del prodotto al costruttore, e lo fa riportando una serie di prove a cui il press-fit deve essere sottoposto e che deve superare. Anche nella norma si fa distinzione tra press-fit elastici e solidi. Le prove a cui un determinato numero di provini deve essere sottoposto sono inizialmente raggruppate in quattro macrogruppi di test denominati A, B, C e D. I gruppi test A B e C sono di qualifica

mentre quello D è di applicazione, ovvero deve essere svolto solo dopo che il prodotto abbia superato i primi tre.

Per il test group A sono necessari minimo 6 campioni su cui fare le prove, minimo 14 per il B, minimo 200 per il C e minimo 6 per il D.

Le prove sono le seguenti:

- Generali:
 - Visual examination, con ingrandimento di cinque volte;
 - Examination of dimensions;
 - Inspection of tools;
- Meccaniche:
 - Mounting (Press-in force e Push-out force) forza di inserimento e di estrazione;
 - Bending, solo se la lunghezza libera supera i 10 *mm*;
 - Vibration;
 - Microsectioning, microsezione longitudinale e traversa;
 - Replacement, sostituzione solo se indicata dal costruttore;
- Elettriche:
 - Contact resistance;
- Test climatici:
 - Rapid change of temperature;
 - Climatic sequence;
 - Dry heat;

Tutte le prove sono svolte secondo la normativa che le regola, IEC 60512 e IEC 61188 nel nostro caso.

La seguente tabella mostra come le stesse risultano divise.

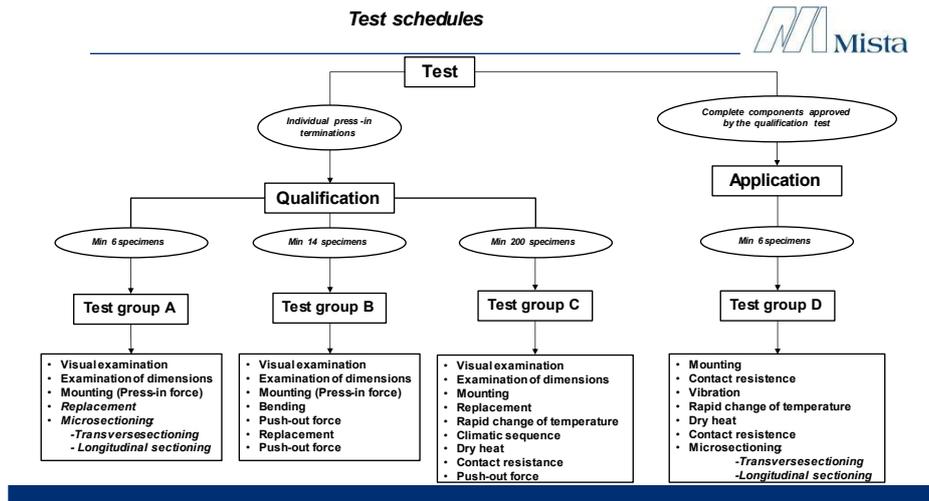


Figura 2.3-Tabella riassuntiva prove.

I test climatici sono le prove che hanno un maggior impatto a livello di tempi, e di conseguenza di costi. Il test più gravoso risulta essere il *Dry heat*, ovvero il calore secco, per il quale i provini devono rimanere all'interno della camera climatica ad 85°C per 1000 ore.

Gli altri test climatici sono la *Climatic sequence*, sequenza climatica, dove i campioni devono resistere a dei cicli termici tra 85°C e -40°C e al caldo umido, e il *Rapid change of temperature*, shock termico, dove i provini devono resistere a 10 cicli tra -40°C e 85°C per una durata di 30 minuti a ciclo.

La prova di *Bending*, o piegatura, consiste nel piegare in 3 step la lunghezza libera del pin di 15° verso il basso, poi di 30° verso l'alto, fino a tronare in posizione iniziale piegando verso il basso di 15°.

Il *Vibration test*, o prova di vibrazione, viene svolto su una tavola vibrante in un range di frequenze di eccitazione che va da 10Hz a 1000Hz, nessuna interruzione del contatto deve eccedere 1μs.

3. MODELLAZIONE

Con modellazione si intende la creazione di un disegno 3D utilizzando un software di tipo CAD (Computer Aided Design), precisamente nel nostro caso è stato usato il software *Visi* di *Vero*.

Visi è un programma molto intuitivo e facile da utilizzare, in particolare è molto gettonato in ambito dello stampaggio, infatti essendo *Mista* un'azienda incentrata in questo settore, il software trova largo impiego. Vale la pena citare alcune delle funzioni che rendono il software adatto per sviluppare tecnologie di tranciatura e di stampaggio plastico, la prima è in assoluto il comando "*Sede di oggetto*", che permette di generare delle cavità in solidi circoscritti a forma del solido di partenza. Il secondo comando di cui vale la pena parlare è "*Taglio solidi*" che rende possibile il taglio di solidi attraverso le proiezioni di superfici. L'ultimo comando degno di nota è in realtà una sotto funzione, ovvero la "*clonazione*", la quale può essere applicata in particolare ai comandi "*Traslazione*" e "*Rotazione*" e quindi permette di moltiplicare parti semplicemente muovendole o ruotandole.

Attraverso il software di disegno sono state create due diversi assiemi con tre pezzi ciascuno, il press-fit, che è il pezzo su cui ricade la maggior attenzione, il foro passante metallico e il PCB forato.

Attraverso la rilevazione di press-fit già esistenti e presenti sul mercato, evitando di copiarne totalmente un tipo solo, ho realizzato un modello di pin. La mia attenzione si è prevalentemente concentrata sulla forma della punta, che è la parte più critica. La parte del pin che si interfaccia con il connettore a monte del press-fit, che d'ora in poi chiameremo corpo, ha una forma che dipende dalla necessità dell'impiego, in alcuni casi può addirittura presentare delle pieghe. Nel nostro caso per questioni di semplicità di simulazione è stato tenuto il corpo del pin diritto.

Il secondo componente realizzato, il foro metallico, non è stato di semplice realizzazione, essendo un foro particolare di dimensioni molto ridotte richiedente lavorazioni e trattamenti successivi, non è stato facile trovare in letteratura dimensioni finite e precise, si ha sempre un range di valori, con una stima calcolata attraverso formule empiriche. La terza e ultima parte realizzata è un "ritaglio" del PCB. Lo spessore è quello standard mentre la dimensione del diametro derivano

dall'analisi FEM. Ho cercato infatti di tenere una dimensione abbastanza ampia in modo da annullare gli stress sul bordo esterno.

3.1. Il reverse engineering

Con il termine reverse engineering (letteralmente ingegneria inversa) si intende l'analisi delle funzioni, degli impieghi, della collocazione, dell'aspetto progettuale, geometrico e materiale di un manufatto o di un oggetto. Il fine può essere quello di produrre un altro oggetto che abbia un funzionamento analogo o migliore o più adatto al contesto in cui si trova, un altro fine può essere quello di tentare di realizzare una copia che si interfacci con l'originale.

Si parte dalla rilevazione della geometria del pezzo che si vuole sottoporre al reverse engineering, si cerca di recuperare la maggior parte delle quote ed infine si crea il modello CAD.

Banalmente più il solido è complicato e di dimensioni contenute, più è difficile il lavoro di rilevazione delle superfici e delle rispettive quote, il nostro caso ne è proprio un esempio.

Per la rilevazione delle dimensioni del press-fit è stato utilizzato uno scanner che misura le dimensioni del campione direttamente su delle foto ingrandite di circa dieci volte; per effetto della tolleranza di lavorazione e dell'errore sullo strumento di misura al fine di raggiungere il valore nominale di progetto spesso si è troncato o arrotondato il numero trovato al centesimo, questa assunzione viene giustificata dal fatto che lavorazioni di coniatura e tranciatura permettono tolleranze di quell'ordine di grandezza.

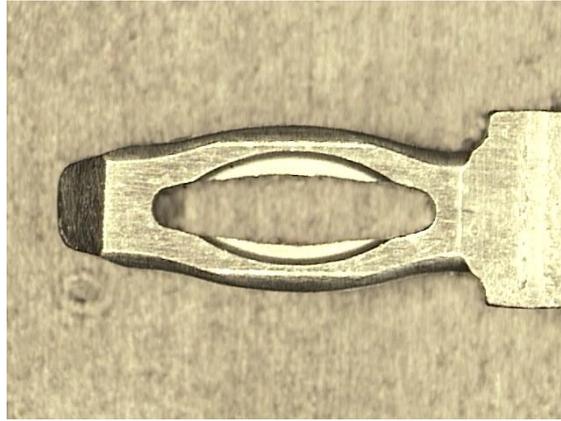


Figura 3.1-Foto ingrandita di rilevamento della punta di un pin.

3.2. Progettazione e realizzazione CAD

La parte di modellazione CAD è stata svolta dopo aver rilevato le quote nel caso del pin, mentre è stata realizzata attraverso disegni 2D già esistenti in rete per quanto riguarda il foro metallico (PTH), infine per il PCB si è tenuta in considerazione il solo spessore, la dimensione del taglio circolare è tale per cui sul bordo esterno lo stress sia nullo.

Il ragionamento seguito per la creazione del modello del pin deriva dalla logica delle lavorazioni di tranciatura o più in generale da quelle di asportazione di truciolo. Sono partito da un parallelepipedo pieno di spessore noto, ma con le altre dimensioni non vincolanti, ho tagliato un'asola al centro della punta ed un contorno sul bordo esterno. A questo punto è stato necessario raccordare gli spigoli nel modo più simile a quelli visti negli ingrandimenti, visto che la loro misura è stata impossibile da rilevare.

Per quanto riguarda il PTH ho generato un foro per rivoluzione di un profilo a forma di "C" attorno ad un asse parallelo alla sua dimensione maggiore, lo spessore del modello è davvero contenuto, $50 \mu m$, da farmi pensare di generarlo integralmente con il PCB, ma ciò avrebbe fallato la simulazione FEM perché il software non mi avrebbe permesso di distinguere i due diversi materiali che compongono la contro parte in cui si inserisce la punta del pin.

La modellazione del PCB ha richiesto le seguenti fasi, è stato generato un solido circolare attorno al foro metallico, è stata creata la sede del

foro metallico attraverso il comando “*Sede di oggetto*”, ed infine è stata eliminata la parte interna al foro.

Come ultimo accorgimento sono stati variati i colori delle parti create in modo da poterle distinguere durante la visualizzazione 3D.

Questo processo è stato ripetuto per entrambi i due tipi di press-fit, il che ha portato alla creazione di sei componenti diverse, due di ciascun elemento.

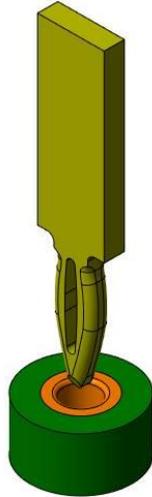


Figura 3.2-Pin 0,6 mm “revisione0” con relativo foro.

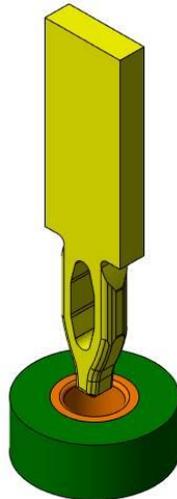


Figura 3.3-Pin 0,8 mm “revisione0” con relativo foro.

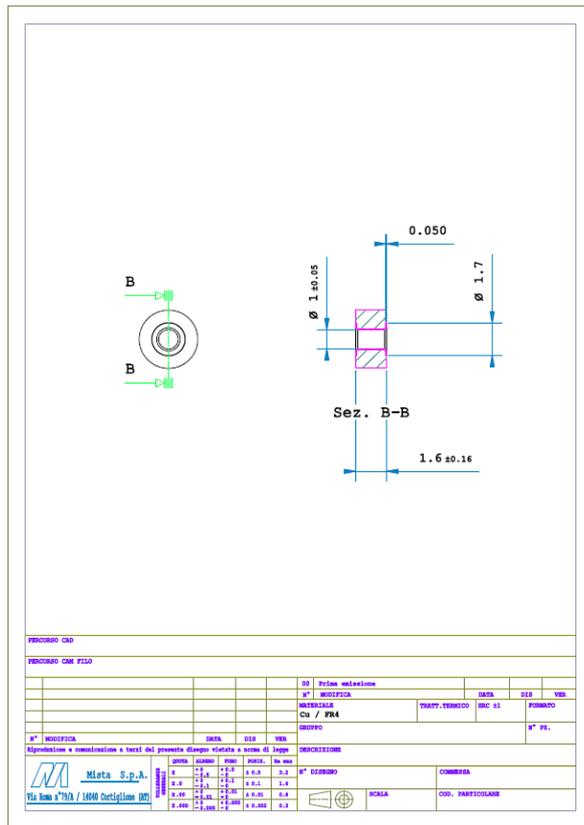


Figura 3.4-Disegno 2D foro PCB Ø 1 mm.

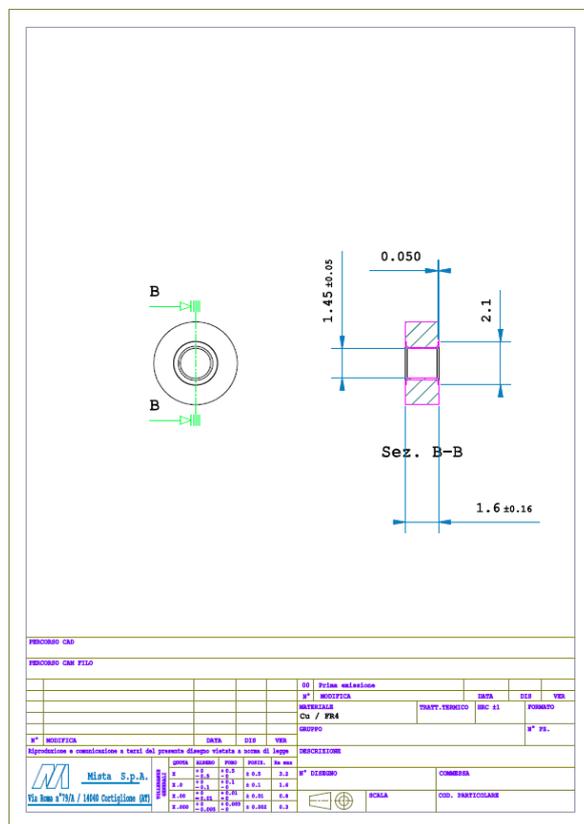


Figura 3.5-Disegno 2D foro PCB Ø 1,45 mm.

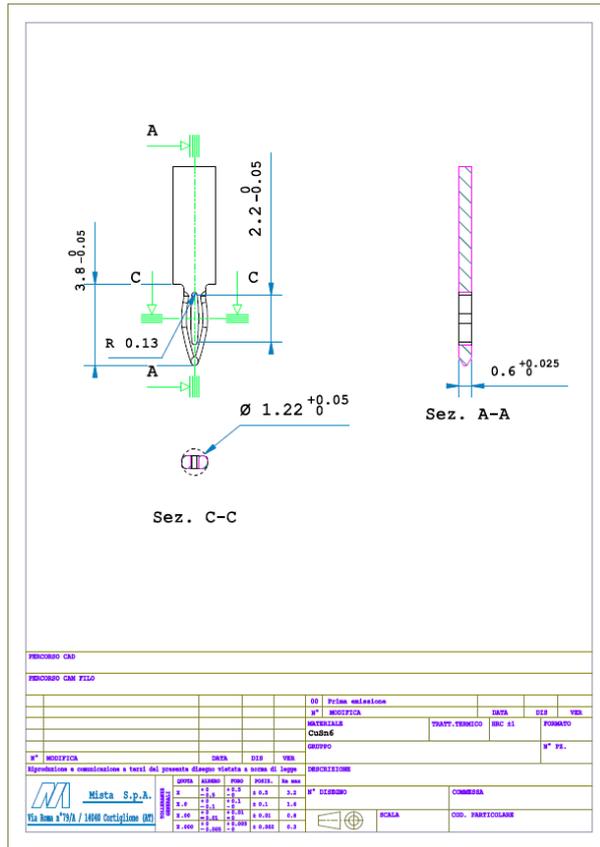


Figura 3.6-Disegno 2D pin spessore 0,6 mm "revisione0".

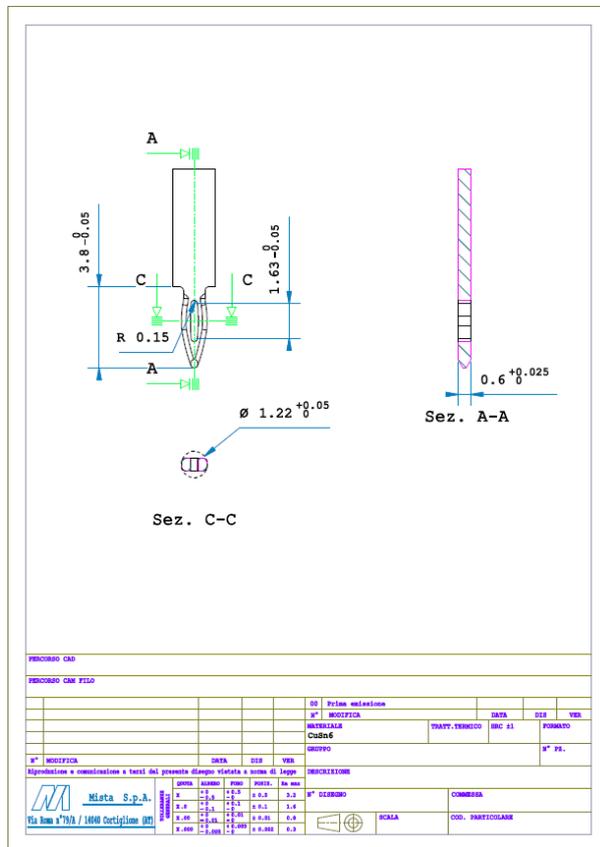


Figura 3.7-Disegno 2D pin spessore 0,6 mm "revisione1".

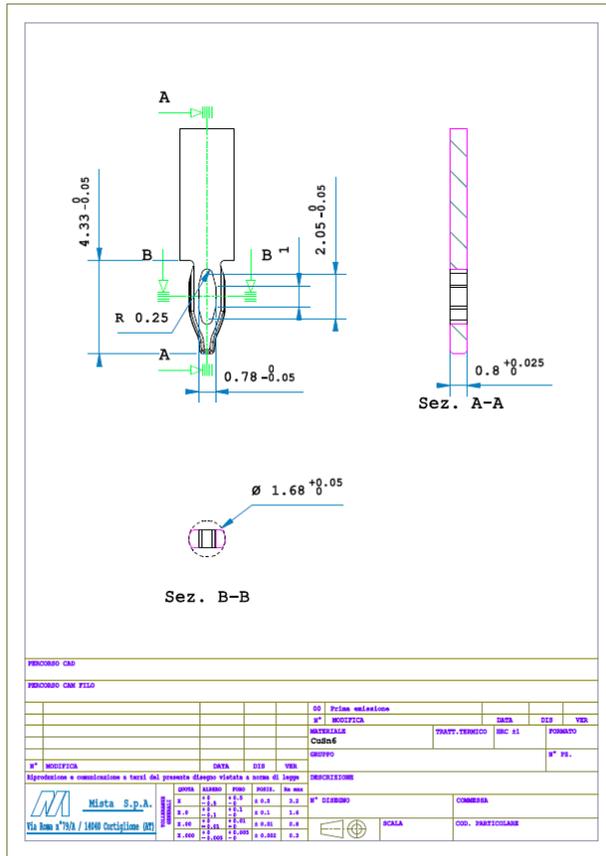


Figura 3.8-Disegno 2D pin spessore 0,8 mm "revisione0".

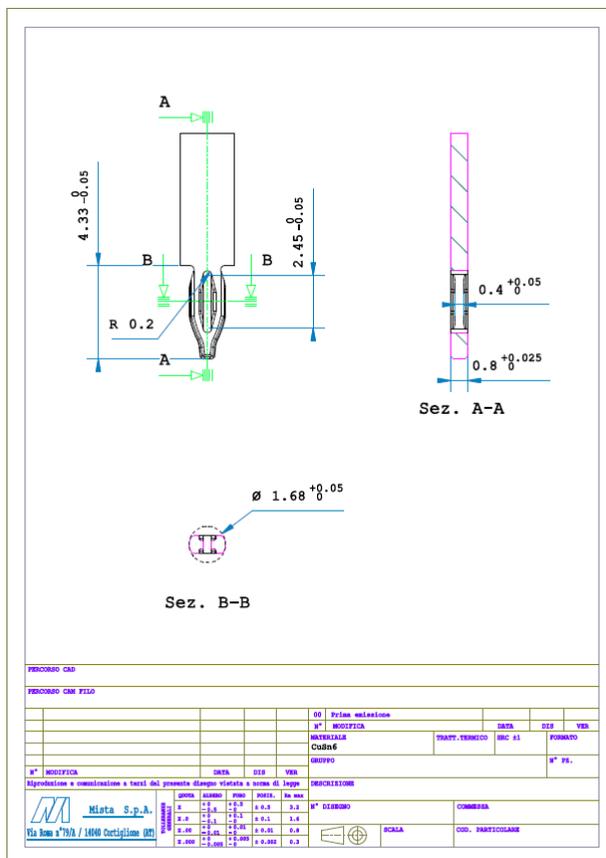


Figura 3.9-Disegno 2D pin spessore 0,8 mm "revisione1".

3.2.1. Pin singolo

La parte che ha ricevuto maggior attenzione a livello di modellazione CAD è stato senza dubbio il pin, in particolare la cura della geometria della punta dello stesso.

La forma della parte marginale del pin è quella che garantisce la continuità elettrica e meccanica tra connettore e PCB. Deve essere in grado di creare un incastro stabile e durevole e ciò avviene solo attraverso la cura della geometria. La punta deve deformarsi elasticamente, e questa forza di richiamo elastico deve poter essere sufficiente da mantenere una forza di contatto sufficiente ad evitare lo sfilamento, questa elasticità può derivare soltanto dalla geometria della punta.



Figure 3.10 e 3.11-Punte "revisione0".



Figure 3.12 e 3.13-Punte "revisione1".

Anche i raccordi sugli spigoli vivi della punta giocano un ruolo non secondario nella tenuta del collegamento, se l'assenza del raccordo può provocare la distruzione del foro, la presenza di un raccordo con un raggio troppo ampio può rendere lasca la connessione, il raccordo deve quindi essere in grado di deformare elasticamente il foro rendendolo "quadrato" ma senza inciderlo.

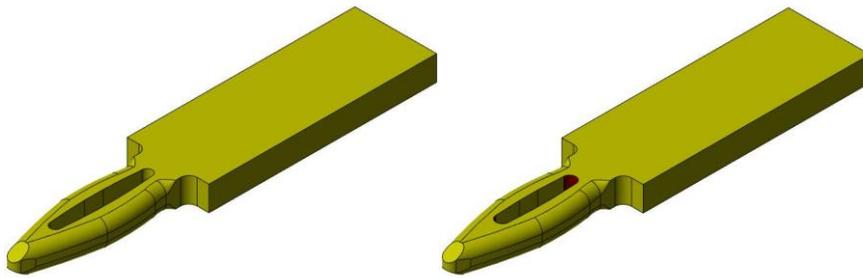


Figure 3.14 e 3.15-Pin spessore 0,6 mm "revisione0" e "revisione1".

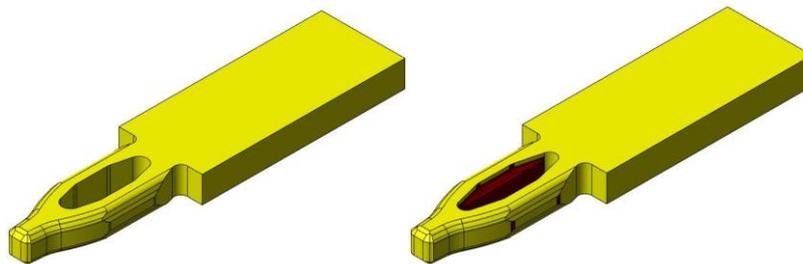


Figure 3.16 e 3.17-Pin spessore 0,8 mm "revisione0" e "revisione1".

3.2.2. Pin multiplo

Solitamente nelle applicazioni in cui il press-fit viene utilizzato sono presenti più fori di interconnessione tra connettore e PCB, in alcuni casi per garantire un maggior passaggio di corrente o per alimentare più circuiti vicini contemporaneamente uno stesso pin può presentare più punte, solitamente si va da due a tre. Le punte sono esattamente uguali ed hanno un passo standardizzato, l'unica cosa che cambia è il corpo che risulta dunque essere più ampio rispetto al pin singolo. Anche la forza di inserimento cambierà e sarà quindi un multiplo di quella di una singola punta.

L'elemento che caratterizza i pin multipli è il passo, fisso, che risulta avere un valore minimo e massimo dovuti a limiti tecnologici del processo di tranciatura. Il passo viene misurato come distanza tra gli assi di simmetria delle punte (asse parallelo alla sua dimensione maggiore), il valore minimo si attesta attorno ai 2,5 mm.

Anche nel caso di pin multipli il corpo può essere piegato con svariati angoli, sempre in funzione del connettore con cui va ad interfacciarsi.

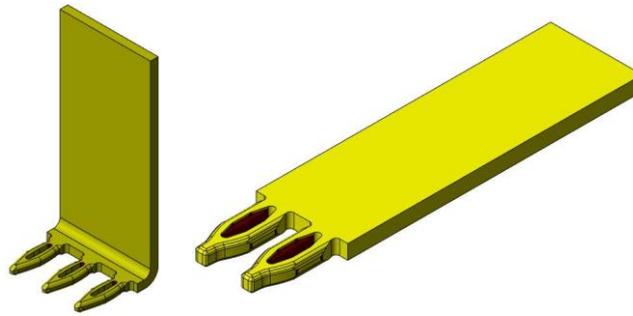


Figure 3.18 e 3.19-Esempi 3D pin a punta multipla.

3.2.3. Foro calibrato

Con il termine foro calibrato si intende il foro metallizzato del PCB. Esso non è un'entità esterna al circuito stampato come può sembrare dal modello 3D, ma un tutt'uno con esso. Il circuito stampato è generalmente un supporto utilizzato per interconnettere tra di loro i vari componenti elettrici di un circuito tramite piste conduttive incise su di un materiale non conduttivo. Il materiale più usato come supporto è la vetronite, un materiale composito formato da un tessuto di fibre di vetro intrecciato in una matrice di resina epossidica ritardante di fiamma, la resina e le fibre donano un'elevata rigidità dielettrica all'elemento. La vetronite FR4 è al momento la più utilizzata nell'ambito dell'elettronica.

Su una o entrambe le facce esterne del substrato viene applicato, attraverso un forte collante termoadesivo contenente fibra di vetro, un foglio di rame laminato con spessore costante, lo spessore va da $5\mu m$ a $140\mu m$. La piastra così ottenuta viene forata per consentire il futuro passaggio dei terminali passanti dei componenti elettronici e soprattutto per realizzare il collegamento elettrico tra i diversi piani del PCB. Per ricavare le piste, anche dette pad, conduttive del circuito si esegue l'asportazione chimica selettiva del rame in eccesso.

Il collegamento elettrico tra i diversi layer conduttivi avviene attraverso la metallizzazione di tutti i fori precedentemente realizzati; si metallizzano sia i fori dove successivamente verranno inseriti i vari componenti, i PTH quelli d'interesse del nostro studio, sia i cosiddetti "fori di vias", realizzati al solo scopo di collegare lo strato superiore a

quello inferiore. Nella realtà, quindi, per creare il foro si procede forando o fresando in modo preciso il materiale plastico del PCB e poi metallizzando, attraverso un processo di deposizione galvanica, lo strato di rame, il layer depositato va dai 25 ai 50 μm di spessore. Successivamente sullo strato di rame viene ulteriormente depositato un altro materiale metallico a scopo protettivo che può essere nickel, argento, stagno o oro.

Ogni press-fit si accoppia con un corrispettivo PTH standardizzato, il pin di spessore 0,8 mm si inserisce nel foro \varnothing 1,45 mm ed è indicato per le connessioni di potenza, mentre quello di spessore 0,6 mm si inserisce nei fori \varnothing 1 mm e viene utilizzato per le connessioni di segnale.

La dimensione assiale è costante e dipende dallo spessore del PCB, in ambito automotive è standard ed è solitamente 1,6 mm.

Nonostante le dimensioni contenute, il modello del foro metallico è necessario per poter distinguere le proprietà fisiche dei due materiali che compongono il PCB durante le simulazioni.

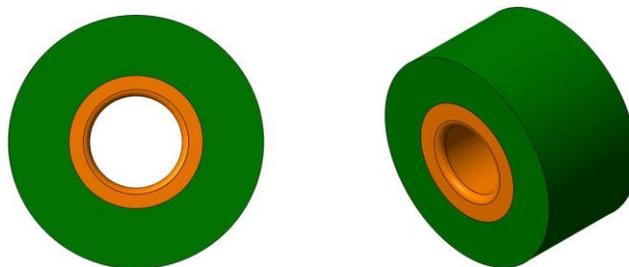


Figure 3.20 e 3.21-Modelli 3D dei fori per simulazioni.

4. ANALISI FEM DELLA CONNESSIONE

Finito il processo di modellazione sono iniziate le analisi, la parte più interessante di questo elaborato. Lo studio ha richiesto l'utilizzo di due software separati di analisi FEM, *HyperMesh-OptiStruct* e *Ansys*. Non è stato facile imparare ad usare questi due programmi, di *Ansys* conoscevo le basi grazie ad una parziale "infiltrazione" ricevuta durante un corso della magistrale, mentre di *HyperMesh* non avevo mai sentito parlare.

Partendo dal modello precedentemente descritto ho analizzato diversi aspetti relativi al comportamento fisico della connessione, in particolare ho cercato di ricavare dei risultati che stimassero le forze, il calore e l'elettricità che entra in gioco in questo sistema.

Nessuna delle tre analisi è stata semplice, in particolare la complessità del pin, la sua dimensione contenuta, la mancanza di dati relativi al comportamento plastico dei materiali utilizzati e la difficoltà di ricreare un accoppiamento forzato, essendo un'analisi non lineare, hanno fatto in modo che alcune simulazioni non convergessero e non dessero i risultati sperati. Il problema di non convergenza è stato dominante nel caso di simulazione del piantaggio in controllo di forza, ovvero imponendo un valore di forza, risulta poi con il controllo di spostamento. La mancanza di dati legati al comportamento meccanico del bronzo e del rame in letteratura mi ha stupito, portandomi a stimare i coefficienti relativi al comportamento plastico.

La complessità della forma e la dimensione contenuta dell'oggetto in esame mi hanno spinto ad utilizzare mesh molto fini, che se da un lato ricalcavano perfettamente la forma dei solidi da analizzare, dall'altro allungavano di molto i tempi di analisi impiegati dal calcolatore, che si aggiravano attorno alle tre ore per quelle più complete e dettagliate.

Per arrivare ai risultati ottenuti non è bastato procedere in maniera sequenziale, ma è stato necessario iterare tra aree di studio, ovvero ogni qual volta venivano analizzati i risultati di una simulazione si apportavano le dovute modifiche al fine di risolvere i problemi riscontrati. Per risolvere i problemi venivano apportate delle modifiche a monte della simulazione. Quindi, per esempio, se una punta si deformava troppo, allora diventava necessario, in prima battuta, variare qualche parametro all'interno del software di simulazione oppure tornare alla modellazione della geometria e modificarne la forma per poi rilanciare la simulazione. Questo genere di operazione ha richiesto molto tempo ed un elevato dispendio di energie.

4.1. Richiamo metodo degli elementi finiti

Il metodo degli elementi finiti, anche detto F.E.M. acronimo inglese di Finite Element Method, è una tecnica di calcolo numerico atto a creare

soluzioni di problemi complessi attraverso una loro analisi approssimata. I problemi sono descritti da equazioni differenziali alle derivate parziali che vengono risolte riducendole ad un sistema di equazioni algebriche risolubili in forma chiusa.

Il FEM non è l'unico metodo di calcolo numerico, ma è quello che mantiene una posizione dominante nel panorama delle tecniche numeriche di approssimazione e rappresenta la base di gran parte dei codici di analisi automatici disponibili in commercio.

Il metodo ha origine nell'ingegneria strutturale, ma è stato abilmente importato per essere utilizzato in tutti gli altri settori dell'ingegneria riguardanti: la diffusione del calore, campi elettromagnetici, biomeccanica e fluidodinamica permettendo una moltitudine di applicazioni.

Per esempio, nell'ultimo aggiornamento di *Ansys* è possibile utilizzare un pacchetto di calcolo in grado di simulare e analizzare il comportamento del corpo umano soggetto a urti e/o a movimenti "innaturali".

I primordi del metodo possono essere fatti risalire all'inizio degli anni '30 del Novecento, tuttavia la prima formulazione degli elementi finiti nel campo del continuo risale agli anni '50 in ambito aerospaziale (*Boeing*). Il metodo prende finalmente piede solo dopo l'avvento e l'evoluzione dei calcolatori elettronici, infatti, è solo grazie ai computer se i tempi di analisi si sono ridotti in modo tale da renderli utilizzabili in fase di progettazione mantenendone contenuti anche i costi.

In sintesi, l'idea alla base del metodo è quella di suddividere idealmente la struttura in un numero di sottostrutture più piccole delle quali viene definito il comportamento di ogni singolo elemento, quello dell'intera struttura sarà poi ricostruito assemblando gli elementi di cui è composta e sfruttando opportunamente il calcolo matriciale.

4.1.1. Cenni sulla teoria del continuo e dell'elasticità

Il problema elastico tridimensionale del continuo consiste nella determinazione del campo tensionale, delle deformazioni e degli spostamenti di un solido con comportamento elastico lineare di cui sono

note la geometria, le proprietà del materiale e le condizioni al contorno in termini di spostamenti e forze applicate.

Si dispone della conoscenza di proprietà fisiche dei materiali proprio in relazione alla sperimentazione, la quale fornisce le caratteristiche meccaniche di resistenza e legame costitutivo, stabilendo quindi il comportamento isotropo o meno del materiale stesso.

Nell'ipotesi di materiale omogeneo, isotropo ed elastico lineare le proprietà elastiche sono espresse mediante le costanti ingegneristiche E (modulo di Young) e ν (coefficiente di Poisson), oppure mediante le costanti di Lamè G e λ legate ad E e ν attraverso le seguenti relazioni:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$$

In coordinate cartesiane le incognite del problema elastico sono 15 funzioni delle coordinate spaziali:

- Tensioni $\sigma_x(x, y, z)$, $\sigma_y(x, y, z)$, $\sigma_z(x, y, z)$, $\tau_{xy}(x, y, z)$, $\tau_{yz}(x, y, z)$, $\tau_{zx}(x, y, z)$.
- Deformazioni $\varepsilon_x(x, y, z)$, $\varepsilon_y(x, y, z)$, $\varepsilon_z(x, y, z)$, $\gamma_{xy}(x, y, z)$, $\gamma_{yz}(x, y, z)$, $\gamma_{zx}(x, y, z)$.
- Spostamenti $u(x, y, z)$, $v(x, y, z)$, $w(x, y, z)$.

Le equazioni disponibili sono 15 suddivise in 3 gruppi:

- 3 equazioni differenziali di equilibrio alle derivate parziali:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y = 0$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + F_z = 0$$

- 6 equazioni differenziali di congruenza:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}$$

- 6 equazioni costitutive:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu\sigma_x - \nu\sigma_z)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} (\sigma_z - \nu\sigma_x - \nu\sigma_y)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz}$$

$$\gamma_{zx} = \frac{1}{G} \tau_{zx}$$

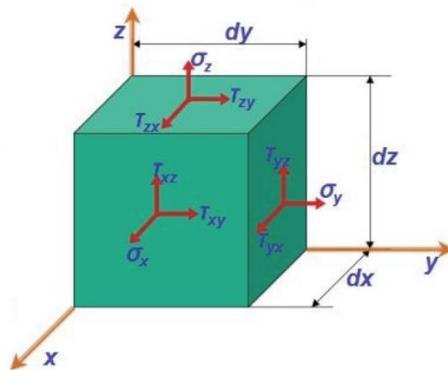


Figura 4.1-Conco infinitesimo di materiali con relative tensioni.

In generale nessuno dei sistemi di equazioni può essere risolto in forma chiusa in quanto in ciascuno sono presenti più incognite che equazioni, tuttavia il teorema di Kirchoff dimostra che esiste una soluzione al problema elastico strutturale, ed è unica.

La soluzione analitica in forma chiusa del problema elastico per un corpo solido è stata ricavata dal matematico De Saint-Venant con l'ausilio di diverse ipotesi semplificative. Questa soluzione è stata dedotta per un solido di forma particolare, la trave ad asse verticale, costituito da un materiale omogeneo isotropo, soggetta a un'opportuna distribuzione di carichi esterni.

Occorre che la superficie sia piuttosto contenuta rispetto alle dimensioni del corpo, e che sia soggetta a forze soltanto in corrispondenza delle basi, ovvero si ipotizza a priori che esistano solo forze σ_z , τ_{zx} e τ_{zy} mentre $\sigma_x = \sigma_y = \tau_{xy} = 0$, possono quindi considerarsi nulle le forze di volume così come le forze agenti sulla superficie laterale. Fisicamente equivale a considerare una trave come un insieme di fibre longitudinali che si scambiano azioni mutue tangenziali nella direzione delle fibre stesse.

Oltre alle travi monodimensionali risolvibile secondo la teoria di De Saint-Venant è possibile trovare una soluzione analitica, in forma chiusa al problema elastico lineare, per strutture come piastre e gusci. Si tratta di corpi che hanno due dimensioni maggiore della terza, lo spessore.

Le strutture meccaniche reali non sono sempre riconducibili a travi, gusci o piastre, infatti nella maggioranza dei casi di interesse applicativo, forma geometrica e condizioni al contorno risultano essere troppo complesse per poter adottare le soluzioni analitiche note dalla teoria. Per poter dunque risolvere il problema per via numerica bisogna discretizzare il continuo al fine di poter determinare un sistema di equazioni con un numero finito di incognite, risolvibile in forma chiusa.

4.1.2. La discretizzazione del continuo

Esistono due metodi di discretizzazione del “continuo”:

- Metodo alle differenze finite
- Metodo degli elementi finiti

Il primo è una strategia usata per risolvere numericamente equazioni differenziali, basata sull'approssimazione delle derivate con equazioni alle differenze finite e sfruttata come schema di avanzamento nel tempo per problemi alle derivate parziali.

Il secondo metodo consiste nella suddivisione della struttura meccanica in sottostrutture più piccole, ossia in elementi, i quali comunicano tra loro attraverso punti fondamentali chiamati nodi.

Il passo successivo nella formulazione degli elementi finiti è quello di dare connotazione matematica al continuo discretizzato attraverso un modello algebrico-differenziale.

Tutto ciò viene rappresentato da un funzionale che garantisce, per ogni punto interno all'elemento, equilibrio, congruenza e legame costitutivo della materia. A tal proposito, il funzionale permette di passare da una formulazione algebrico-differenziale del problema elastico, ad una formulazione matriciale. Il funzionale può essere espresso attraverso metodi energetici (energia potenziale, equazione di Lagrange o principi dei lavori virtuali) o metodi variazionali (Teorema di Castigliano, metodo di Galerik, metodo di Railegh-Ritz).

Ogni elemento viene poi modellato attraverso opportune funzioni di forma per quanto riguarda spostamenti, deformazioni, tensioni e legame costitutivo, interpolando i valori da essi assunti nei nodi.

In questo modo il problema si semplifica alla sola ricerca degli spostamenti nodali $\{s\}$, anche detti gradi di libertà. L'assemblaggio dei diversi elementi, tramite equazione di congruenza, e la scrittura delle equazioni di equilibrio nei nodi porta a sistemi di equazioni algebriche del seguente tipo:

$$[K]\{s\} = \{F\}$$

Dove:

- $[K]$ è la matrice di rigidezza struttura;
- $\{s\}$ è il vettore di spostamento nodale;
- $\{F\}$ è il vettore dei carichi applicati.

La soluzione fornisce gli spostamenti nodali incogniti, dai quali si ottengono le altre incognite del problema. Il risultato che si ottiene non è quello effettivo, ma è un'approssimazione in quanto i campi di spostamento modellati tramite le assegnate funzioni di forma, normalmente polinomiali, forzano la soluzione altrimenti diversa, la struttura calcolata risulta essere più rigida.

4.1.3. Il principio dei lavori virtuali

Prendendo in esame come funzionale il principio dei lavori virtuali, nel quale il lavoro delle forze esterne deve essere uguale al lavoro interno per qualunque insieme di spostamenti virtuali, in modo che un sistema deformabile sia in equilibrio in una data configurazione.

Matematicamente si scrive:

$$\delta L_e = \delta L_i$$

- δL_i è il lavoro virtuale interno;
- δL_e è il lavoro virtuale esterno;

Il lavoro virtuale interno è il prodotto tra ϵ , le deformazioni virtuali e σ le tensioni reali.

$$\delta L_i = \{\epsilon\}^T \{\sigma\} dV$$

Il lavoro virtuale esterno è il lavoro compiuto dalle forze di superficie e di volume moltiplicate per gli spostamenti applicati:

$$\delta L_e = \{\delta u\}^T \{t\} dA + \{\delta u\}^T \{\Phi\} dV$$

- $\{\delta u\}$ sono gli spostamenti virtuali;
- $\{t\}$ sono le forze di superficie applicate al solido;
- $\{\Phi\}$ sono le forze di volume applicate sul solido;
- dA area infinitesima su cui agisce la forza di superficie;
- dV porzione di volume dell'elemento infinitesimo.

Uguagliando le due equazioni precedenti si ottiene l'equazione dei lavori virtuali:

$$\int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA = \int_V \{\delta \epsilon\}^T \{\sigma\} dV - \int_V \{\delta u\}^T \{\Phi\} dV$$

Si è passati da un sistema da 15 equazioni ad un'unica espressione.

Discretizzando, la legge di spostamento di tutti i punti di un continuo deformabile può essere espressa come:

$$\{u\} = [n]\{s\}$$

dove $\{u\}$ è il vettore degli spostamenti, $[n]$ è la matrice delle funzioni di forma e $\{s\}$ è il vettore degli spostamenti nodali.

È ora possibile riscrivere il funzionale in forma matriciale:

$$\int_A [n]^T \{t\} dA = \int_V [B]^T [E] [B] \{s\} dV - \int_V [n]^T \{\Phi\} dV$$

Dove:

$$[B] = [\partial][n]$$

Le funzioni di forma $[n]$ rivestono particolare importanza nell'approssimare il campo degli spostamenti, per semplicità di calcolo solitamente si usano funzioni di tipo polinomiali.

Per garantire la convergenza dell'analisi al diminuire delle dimensioni dell'elemento la funzione scelta per approssimare il campo di spostamento deve seguire determinate regole:

- Deve essere continua e derivabile all'interno dell'elemento;
- Deve essere in grado di rappresentare il moto rigido di un elemento con una corrispondente energia di deformazione nulla. Un modo per valutare il numero di gradi di libertà di moto rigido rappresentati dalle equazioni di rigidezza di un elemento è quello di calcolare gli autovalori della matrice di rigidezza dell'elemento. Si vedrà infatti che l'autovalore i -esimo è proporzionale all'energia di deformazione corrispondente al modo i -esimo di deformazione e quindi il numero di autovalori nulli corrisponderà al numero di gradi di libertà di moto rigido contenuti nel sistema;
- Deve essere in grado di rappresentare uno stato di deformazione costante all'interno dell'elemento.
- Avere continuità tra gli elementi, cioè non devono nascere, se non erano presenti, discontinuità al contorno fra elementi adiacenti.

4.1.4. Formulazione metodo degli elementi finiti

$$\int_A [n]^T \{t\} dA = \int_V [B]^T [E] [B] \{s\} dV - \int_V [n]^T \{\Phi\} dV$$

Si può riscrivere l'espressione sopracitata mettendo in evidenza la matrice rigidezza $[K]$ della struttura, le forze esterne di superficie $\{f_e\}_t$ e le forze esterne di volume $\{f_e\}_\phi$:

$$[K] = \int_V [B]^T [E] [B] \{s\} dV$$

$$\{f_e\}_t = \int_A [n]^T \{t\} dA$$

$$\{f_e\}_\phi = \int_V [n]^T \{\Phi\} dV$$

Quindi:

$$\{f_e\}_t + \{f_e\}_\phi = [K] \{s\}$$

Questa espressione non può essere implementata in un codice di calcolo poiché formata da integrali; si ricorre pertanto al metodo di integrazione numerica, sostituendo gli integrali con sommatorie per ottenere una formulazione matematica che consente di risolvere con approssimazione il problema elastico.

Oltre a problema elastico, nel seguente studio, verrà affrontato quello termico. Questo problema fisico viene modellato dalle stesse equazioni che descrivono quello elastico attraverso le seguenti equivalenze:

- Spostamenti $\{u\} \rightarrow T$ temperatura;
- Deformazioni $[\varepsilon] \rightarrow \{T\}$ gradiente di temperatura;
- Stress $[\sigma] \rightarrow \{q\}$ flusso di calore;
- Forze di volume $\{\Phi\} \rightarrow q_{gen}$ calore generato;
- Forze di superficie $\{t\} \rightarrow q_a$ flusso termico;
- Spostamenti nodali $\{s\} \rightarrow \{\Gamma\}$ temperature nodali;

$$\int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA = \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV - \int_V \{\delta u\}^T \{\Phi\} dV$$

Diventa:

$$\int_A q_a T dA = - \int_V \{q\} \{T\} dV - \int_V q_{gen} T dV$$

Che scritta in forma matriciale:

$$\int_A q_\alpha T dA = - \int_V \{\nabla T\}^T \{q\} dV - \int_V q_{gen} T dV$$

Con:

$$\begin{aligned} T &= \{n\}^T \{\Gamma\} \\ \{q\} &= -[K]\{\nabla T\} \\ \{\nabla T\}^T &= T\{D\}^T \\ [B] &= \{D\}\{n\}^T \end{aligned}$$

Si ottiene:

$$\int_A \{n\} q_\alpha dA = \int_V [B]^T [K] [B] \{\Gamma\} dV - \int_V \{n\} q_{gen} dV$$

Simile a quella scritta per il problema elastico:

$$\int_A [n]^T \{t\} dA = \int_V [B]^T [E] [B] \{s\} dV - \int_V [n]^T \{\Phi\} dV$$

4.1.5. Approssimazione metodo degli elementi finiti

La formulazione degli elementi finiti implica un calcolo approssimato del risultato. Diverse tipologie di errore concorrono all'approssimazione, essa è in parte dovuta alla discretizzazione che genera un residuo tensionale nel modello, questo residuo rende la struttura simulata più rigida della realtà visto che i punti interni al dominio di un elemento sono costretti a seguire i nodi attraverso le funzioni di forma.

Per contenere l'errore connesso al metodo degli elementi finiti si deve migliorare la discretizzazione. Esistono fondamentalmente due modi:

- Aumentare il grado del polinomio utilizzando funzioni di forma più complesse;
- Incrementare il numero di nodi ed elementi del modello.

La seconda tipologia di errore di approssimazione è dovuta al metodo di risoluzione, numerica e non analitica, degli integrali.

L'ultimo errore che influisce sul risultato dei calcoli è dovuto alla non regolarità della forma degli elementi strutturali utilizzati.

Solitamente è impossibile che tutti gli elementi abbiano una forma geometrica ideale, si parla allora di elementi distorti.

Un limitato valore di distorsione può essere comunque accettato. Oltre un determinato limite di distorsione, però, la rigidità dell'elemento viene valutata con scarsa precisione; oltre un limite critico diventa addirittura impossibile calcolare la matrice di rigidità.

I tipi di distorsione di un elemento possono essere classificati in tre categorie fondamentali: il rapporto lunghezza -altezza, il rapporto di forma e la distorsione angolare.

Una verifica della distorsione può essere fatta anche mediante il calcolo della matrice giacobiana e del suo determinante.

Il determinante della jacobiana è infatti costante se l'elemento è un parallelepipedo con i nodi sui lati equamente spazati, ma varia se esiste altro tipo di distorsione. Esso può al limite diventare nullo o negativo nelle vicinanze di una zona ad eccessiva distorsione, con la conseguenza di impedire il calcolo della matrice di rigidità dell'elemento. Causa di ciò è la mancanza di corrispondenza biunivoca con conseguente non invertibilità della matrice jacobiana.

4.1.6. Elementi finiti

Esiste una ampia quantità di elementi in grado di caratterizzare strutture e sistemi nelle analisi agli elementi finiti. Gli elementi possono essere raggruppati in gruppi in funzione del numero di dimensioni che descrivono, 1D, 2D e 3D.

Nella famiglia degli elementi 1D possiamo trovare l'elemento asta e l'elemento trave.

La trave o beam è caratterizzata da una geometria monodimensionale, possiede due nodi agli estremi, è descritta da sei gradi di libertà ed è in grado di trasmettere carichi normali, di taglio, torsione e flessione nei due piani.

Una semplificazione della trave prima descritta è l'elemento asta, monodimensionale, con due nodi, capace di trasmettere esclusivamente i carichi assiali, ottimo per modellare strutture reticolari. L'elemento barra ha le stesse caratteristiche dell'elemento asta però è in grado di trasmettere solo momenti torcenti.

Altri elementi monodimensionali sono le molle (spring) e i rigidi (rigid).

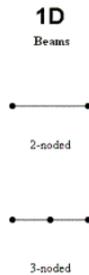


Figura 4.2-Elenco elementi 1D.

Nell'insieme degli elementi 2D troviamo l'elemento shell, bidimensionale 3-4-8 nodi, in cui la terza dimensione (lo spessore) è molto più piccola rispetto alle altre due. Lo stesso elemento unisce il comportamento membranale e flessionale tipico dei gusci e delle piastre. Il comportamento membranale è caratterizzato da due gradi di libertà traslazionali per nodo che trasferiscono la rigidezza membranale (gusci), mentre il comportamento flessionale è descritto da tre gradi di libertà per nodo, che trasferiscono la rigidezza flessionale (piastre).

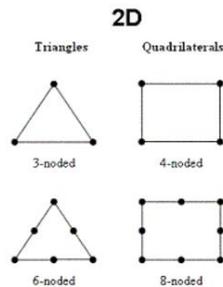


Figura 4.3-Elenco elementi 2D.

Viene infine descritto l'elemento solid, che appartiene alla famiglia degli elementi 3D, usato per modellare componenti tridimensionali dalle geometrie e forme più disparate. L'elemento solid può avere da 4 a 27 nodi, in funzione della tipologia (tetraedro, esaedro o altro), ed è caratterizzato da 3 gradi di libertà per nodo, corrispondenti alle tre traslazioni. Non trasferisce alcuna rigidezza per altri gradi di libertà. Usato principalmente quando non c'è una dimensione trascurabile

rispetto alle altre, questo elemento è in grado di rappresentare uno stato tensionale tridimensionale.

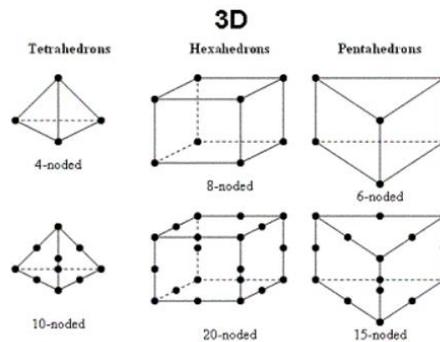


Figura 4.4-Elenco elementi 3D.

4.2. Introduzione ai software

Possiamo individuare tre fasi fondamentali dell'analisi agli elementi finiti:

1. Pre-processing;
2. Solving;
3. Post-processing.

Con il termine pre-processing si intendono tutte quelle operazioni di preparazione del modello atte a poter essere risolte dal software di calcolo o risolutore.

Lo studio inizia generalmente con l'importazione di modello CAD realizzato con un software appunto di tipo CAD, nel nostro caso *Visi*, successivamente si procede creando una mesh. La mesh identifica la discretizzazione del modello che è caratterizzata dagli elementi finiti interconnessi tra loro nei nodi. Ad ogni elemento vengono poi assegnate le proprietà del materiale che compone il modello in esame. Oltre alle informazioni sul materiale vengono poi definite le superficie di contatto, se sono presenti, i vincoli e le forze agenti.

Prima di avviare il solutore si attivano opzioni di sistema utili a ottimizzare i tempi di calcolo ed a ottenere dei dati più comprensibile nella fase di post-processing.

Il modello completo ed ottimizzato viene ora "dato in pasto" al solutore, si apre la fase del solving, che comprende ed elabora la struttura in

modo da risolvere l'analisi. Il solutore numerico estrae le informazioni dal file creato nel pre-processing, risolve l'analisi e crea un file sul quale vengono salvati i risultati pre-richiesti. Il file delle soluzioni contiene solitamente grandezze fisiche come tensioni, spostamenti e deformazioni incognite, quelle appunto che solo un programma di calcolo può trovare.

L'elaborazione del file delle soluzioni è la fase di post-processing, in questa fase i risultati vengono visualizzati ed interpretati, essi possono essere forniti sotto forma di mappe colorate e/o grafici riportanti, per esempio, andamento di forze, tensioni, deformazioni e spostamenti.

I software utilizzati per l'analisi sono stati diversi e sono stati usati come integrazione o in parallelo tra di loro. Per l'analisi di inserimento, estrazione e termiche è stato usato il pacchetto di *Altair Hyperworks*, mentre per le simulazioni elettriche è stato utilizzato *Ansys*.

Il pacchetto *Altair Hyperworks* comprende tre programmi:

- *Hypermesh* utilizzato per la fase di pre-processing;
- *Optistruct* usato per la fase di solving;
- *Hyperview* utilizzato per la fase di post-processing.

Il pacchetto *Ansys* contiene un unico software che contiene le tre fasi.

4.3. Pin singolo

In questo capitolo viene analizzata la singola punta di un press-fit sotto diverse situazioni fisiche che essa attraversa durante la fase di montaggio e di vita della connessione. Il modello dal quale vogliono essere ricavati i risultati è sostanzialmente sempre lo stesso, ed è composto da un pin, un foro metallico ed un frammento circolare di un PCB.

La preparazione del modello per la simulazione è sostanzialmente la stessa per tutte le analisi e comprende le seguenti fasi:

- Importazione della geometria attraverso lo stesso comando;
- Meshatura (discretizzazione) dei solidi;
- Creazione ed assegnazione delle proprietà dei diversi materiali;
- Assegnazione delle superfici di contatto;
- Assegnazione dei vincoli e delle forze agenti sui i componenti del modello;

- Ottimizzazione dei parametri di calcolo.

La parte che segue la preparazione del modello è quella del solving, ovvero quella di esecuzione del risolutore.

I risultati ottenuti devono essere analizzati e interpretati. È proprio dalla soluzione dell'analisi che si comprende se la fase di pre-processing è stata corretta. In particolare, arrivare ad ottenere una simulazione completa senza che il solutore si blocchi, dia errori o completi l'analisi fallendola è un ottimo risultato.

La fase di solving non si interfaccia molto con l'operatore, il computer può impiegare ore se non giorni a simulare la fisicità del problema. Una volta completata l'analisi si apre la fase di post-processing.

In questa fase è possibile osservare i risultati della simulazione FEM attraverso mappe colorate direttamente proiettate sui pezzi in analisi, in funzione della tonalità in cui è colorata una zona posso comprendere l'andamento delle tensioni, delle deformazioni, degli spostamenti, delle forze, delle temperature, della corrente e della tensione elettrica dell'oggetto.

4.3.1. Analisi della forza di inserimento

Per l'analisi dell'operazione di inserimento si è proceduto nel seguente ordine:

- Importazione del modello CAD;
- Pulizia della geometria;
- Realizzazione mesh e controllo della qualità della stessa;
- Realizzazione delle superfici di contatto;
- Definizione dei materiali;
- Definizione delle proprietà dei materiali;
- Assegnazioni dei vincoli;
- Attivazione delle opzioni di calcolo;

Il primo passo consiste nell'importare il modello CAD creato con *Visi* e salvato in formato *STEP*. Una volta aperto il modello gli si applica una mesh 2D su tutte le superfici con il comando "*automesh*" scegliendo come elementi gli "*R-tria*" e dando come dimensione il valore di 0,12 mm.

Una volta creata la mesh 2D bisogna creare quella 3D, in questa fase bisogna procedere con un componente alla volta. Per il frammento di circuito stampato, il foro metallico e il pin si è utilizzato il comando “*tetramesh*”. Questo comando genera automaticamente una mesh tetraedrica basata sulle dimensioni della mesh triangolare superficiale. La mesh 3D necessita di essere controllata e “aggiustata” attraverso il comando “*fix 3D mesh*” per evitare che si manifesti il problema di irregolarità della discretizzazione descritto in precedenza.

Bisogna, ora, creare i materiali assegnandoli i dati salienti, quelli utilizzati sono del tipo “*MATSI*” ovvero quelli che simulano un comportamento elasto-plastico:

- CuSn6:
 - $E = 118000 \text{ MPa}$
 - $\nu = 0,34$
 - $\rho = 8500 \text{ kg/m}^3$
 - $\sigma_{yield} = x \text{ MPa}$ (funzione del materiale in esame)
 - $H = x \text{ MPa}$ (funzione del materiale in esame)
- Rame:
 - $E = 120000 \text{ MPa}$
 - $\nu = 0,33$
 - $\rho = 8900 \text{ kg/m}^3$
 - $\sigma_{yield} = 200 \text{ MPa}$
 - $H = 520 \text{ MPa}$
- FR4:
 - $E = 21000 \text{ Mpa}$
 - $\nu = 0,118$
 - $\rho = 1850 \text{ kg/m}^3$
 - $\sigma_{yield} = 240 \text{ Mpa}$
 - $H = 0 \text{ MPa}$

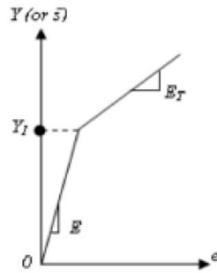


Figura 4.5-Differenza tra modulo elastico e tangenziale.

Con la lettera “*H*” si intende la Work Hardening Slope, ovvero la pendenza della curva sforzo-deformazione plastica.

Dalla letteratura possiamo ottenerne i valori richiesti attraverso la formula:

$$H = \frac{E_T}{1 - \frac{E_T}{E}}$$

Dove:

- E_T è il tangenziale modulus;
- E è il modulo di Young.

In figura possiamo notare i due valori.



Figura 4.6-Curva stimata sforzo deformazione σ - ϵ bronzo.

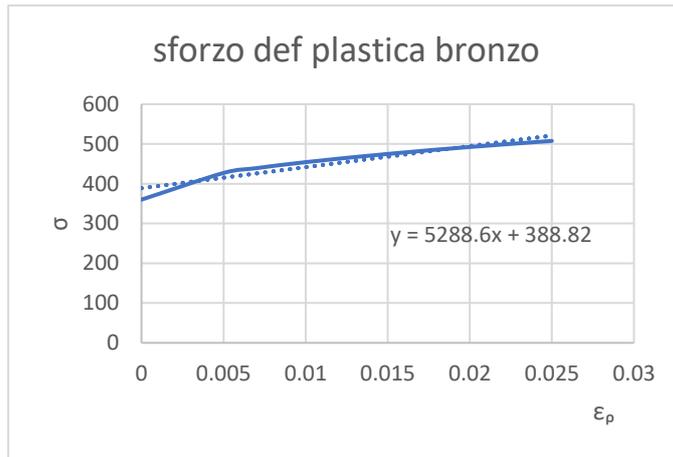


Figura 4.7-Curva stimata sforzo deformazione plastica σ - ϵ bronzo.



Figura 4.8-Curva stimata sforzo deformazione σ - ϵ bronzo.

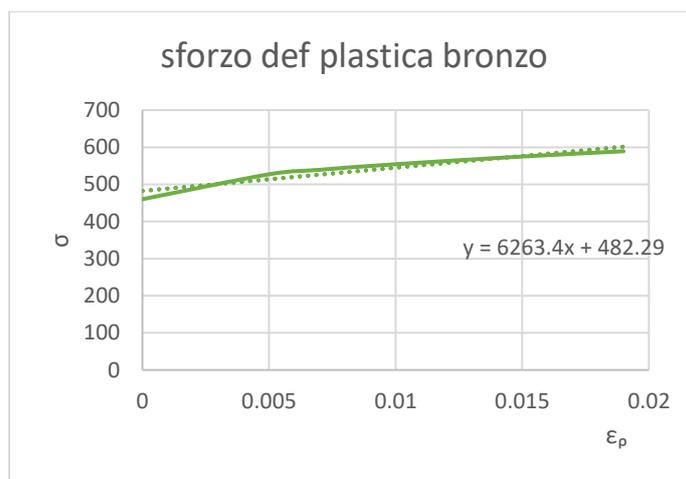


Figura 4.9-Curva stimata sforzo deformazione plastica σ - ϵ bronzo.

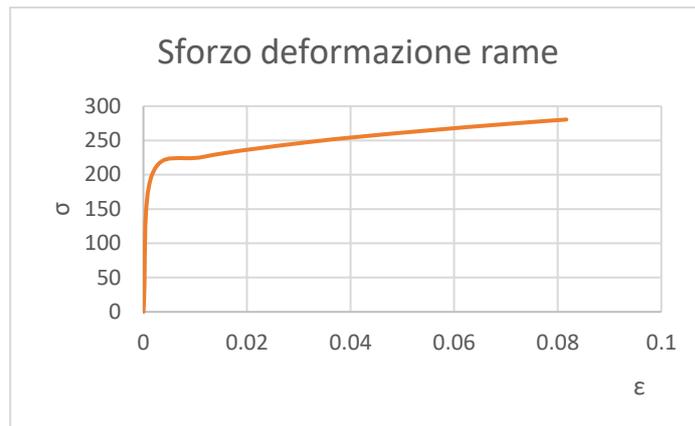


Figura 4.10-Curva stimata sforzo deformazione σ - ϵ rame.

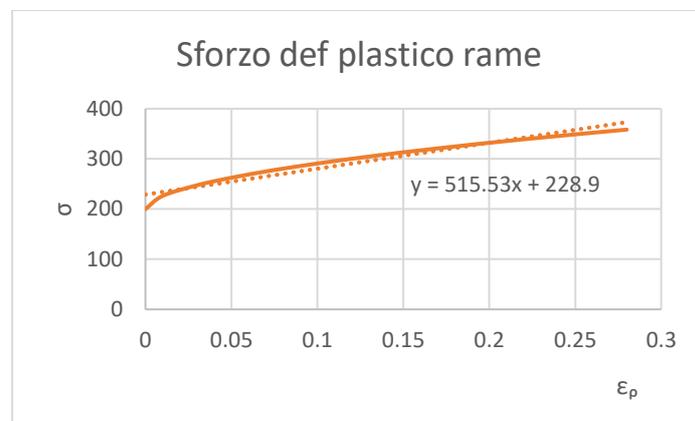


Figura 4.11-Curva stimata sforzo deformazione plastica σ - ϵ rame.

Per ricavare i valori di E_T si è passati attraverso la formula di Ludwik:

$$\sigma = \sigma_y + K\varepsilon_p^n$$

Dove:

- σ è la tensione incognita;
- σ_y è la tensione di sverramento;
- K è chiamato strenght coefficient ed è tabellato per i diversi materiali;
- ε_p è la deformazione plastica;
- n è chiamato strain hardening exponent ed è tabellato per diversi materiali.

Material	n	K (MPa)
Aluminum 1100-O (annealed)	0.20	180
2024 aluminum alloy (heat treated—T3)	0.16	690
5052-O	0.13	210
Aluminum 6061-O (annealed)	0.20	205
Aluminum 6061-T6	0.05	410
Aluminum 7075-O (annealed)	0.17	400
Brass, Naval (annealed)	0.49	895
Brass 70-30 (annealed)	0.49	900
Brass 85-15 (cold-rolled)	0.34	580
Cobalt-base alloy (heat-treated)	0.50	2,070
Copper (annealed)	0.54	315
AZ-31B magnesium alloy (annealed)	0.16	450
Low-carbon steel (annealed)	0.26	530
4340 steel alloy (tempered @ 315 °C)	0.15	640
304 stainless steel (annealed)	0.450	1275

Figura 4.12-Valori di strain hardening exponent e strength coefficient per diversi materiali.

Per il bronzo vengono utilizzati i valore degli ottoni per similitudine di comportamento nel processo di tranciatura.

Con la formula inversa si ricava il valore della deformazione plastica massima:

$$\varepsilon_p = e^{n \log \frac{\sigma - \sigma_y}{K}}$$

Attraverso la legge di Hooke si ricava la deformazione elastica massima a snervamento:

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_{yield}}{E}$$

La somma delle deformazioni dà la totale:

$$\varepsilon = \varepsilon_y + \varepsilon_p$$

Con i valori appena ricavati si disegnano le curve sforzo-deformazione $\sigma - \varepsilon$ e poi quelle $\sigma - \varepsilon_p$.

Dalle prima si evince l'andamento complessivo della curva, nella quale si nota prima una parte elastica con pendenza E poi quella plastica con andamento esponenziale, ma che può essere linearizzata da una retta, con pendenza E_T , minore della prima.

La seconda curva serve per calcolare il valore del tangential modulus attraverso l'interpolazione lineare.

Ora è il momento della definizione del contatto, è necessario definire le superfici che andranno ad interagire e il modo cinematico in cui lo

faranno. Nel nostro modello possiamo identificare due diversi contatti. Il primo quello tra PCB ed esterno del foro metallizzato che verrà imposto come “*STICK*” ovvero “incollato” e quello tra interno del foro metallizzato e punta del pin che verrà definito come scorrimento con attrito; in questo gruppo di contatto verrà aggiunto l’effetto dell’attrito statico attraverso il comando “*Static friction coefficient*” al quale verrà assegnato un valore opportuno.

Viene richiesto il coefficiente d’attrito statico perché essendo l’analisi non-linear-static il calcolatore la suddivide in un numero finito di stati in equilibrio tra di loro, il valore da attribuirli nel nostro caso sarà quello del coefficiente d’attrito dinamico tra rame e ottone che vale $\mu_d = 0,16$, non essendo presente in letteratura tale valore per il contatto rame-bronzo. Attraverso diversi esperimenti con la macchina di trazione si è verificato che la scelta fatta è veritiera, il coefficiente di attrito dinamico per il contatto rame-bronzo è compreso in un range: $\mu_d = 0,12 \div 0,21$. Una volta finita la definizione dei contatti è il momento di definire i vincoli e i carichi applicati sui componenti, nel caso in oggetto di studio sono solo vincoli. Bisogna impedire che l’oggetto si muova in giro per lo spazio durante le operazioni di inserimento, quindi è necessario vincolarlo, ma nel farlo bisogna cercare un vincolo che possa simulare almeno in parte la realtà. Si vincola dunque la faccia inferiore del circuito stampato annullando tutti i suoi gradi di libertà. Il secondo vincolo dato è quello che impone uno spostamento controllato nella direzione negativa dell’asse *Y* di $3,5mm$, lasciando a zero tutti gli altri gradi di libertà, applicato sulla faccia superiore del pin.

Queste operazioni vengono svolte prima creando un “*Load Collectors*” poi generando i vincoli voluti attraverso il comando “*Constrains*”.

Il penultimo passaggio per la definizione del modello da simulare consiste nel creare il “*Loadstep*”, ovvero l’opzione grazie alla quale si definisce il tipo di analisi, Non-linear-static nel nostro caso, e i parametri di calcolo da utilizzare.

L’ultimo step prima di avviare il risolutore è quello di creare due “*CARD*” una nel quale selezionare opzioni di ottimizzazione dei parametri di calcolo, “*PARAM*”, e l’altra dove selezionare gli output che si vogliono conoscere alla fine delle operazioni di calcolo, “*GLOBAL OUTPUT REQUEST*”.

Entra ora in gioco il solutore che, se il problema risulta completamente impostato e senza la presenza di errori, in poche decine di minuti riesce a analizzare la simulazione fornendo come riscontro dei risultati.

Questi risultati vengono mostrati su un visualizzatore che permette di comprendere la situazione simulata attraverso diverse mappe grafiche. Nel caso in analisi, ovvero quello della forza di inserimento, i risultati di interesse sono le tensioni e le deformazioni agenti sui diversi componenti.

Un'ulteriore valore che si prende in considerazione è la dimensione della forza di contatto, che ci sarà utile in un secondo momento.

Per ricavare questo valore bisogna però semplificare il modello CAD rimuovendo il foro metallico e la porzione di PCB.

Una volta meshato il pin e definito il materiale e le sue proprietà si creano due nodi supplementari distanziati dall'oggetto all'incirca in mezz'ora delle facce su cui avviene il contatto. Questi nodi vengono collegati ai nodi della faccia attraverso degli elementi rigidi 1D fittizi chiamati "rbe3". A questi due nodi viene applicato uno spostamento, lo stesso ricavato dall'analisi precedente. Viene fatto questo escamotage per poter ricavare un valore totale di forza riferito a tutta la faccia, altrimenti sarebbe necessario sommare tutte le componenti presenti sui nodi della faccia per poter ricavare lo stesso risultato.

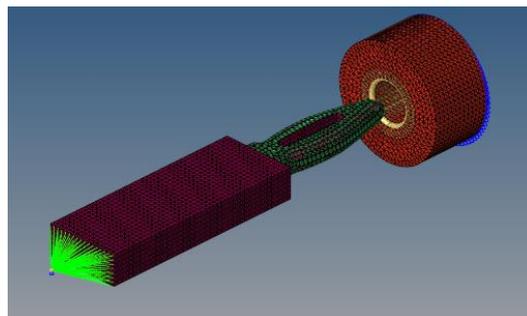


Figura 4.13-Modello press-fit 0,6 mm per simulazioni FEM.

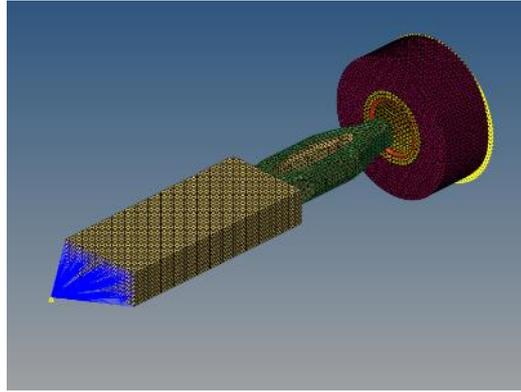


Figura 4.14-Modello press-fit 0,8 mm per simulazioni FEM.

Analisi dei risultati:

Dall'analisi delle mappe si evidenzia un aspetto particolare, le prove di inserimento sono state fatte su due bronzi uguali per composizione, ma diversi per proprietà meccaniche. I valori che variano sono σ_{yield} , R_m e H , infatti uno dei due bronzi risulta più incrudito del secondo.

Sono presenti in totale otto analisi, quattro per la revisione “zero” e quattro per la revisione “uno”.

Press-fit “revisione0” spessore 0,6 mm:

- $\sigma_{yield} = 360 \text{ MPa}$
- $R_m = 520 \text{ MPa}$
- $H = 5500 \text{ MPa}$

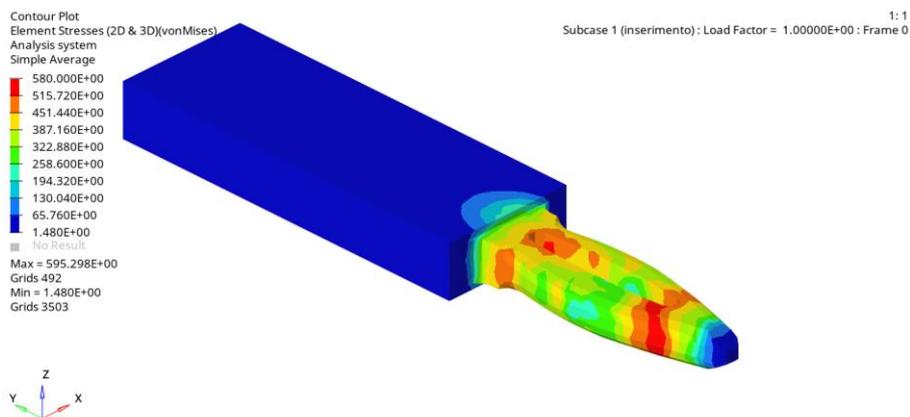


Figura 4.15-Andamento degli stress.

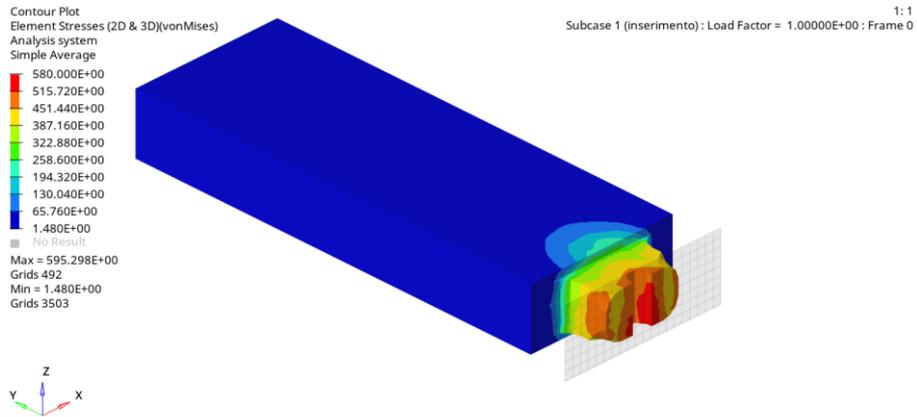


Figura 4.16-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

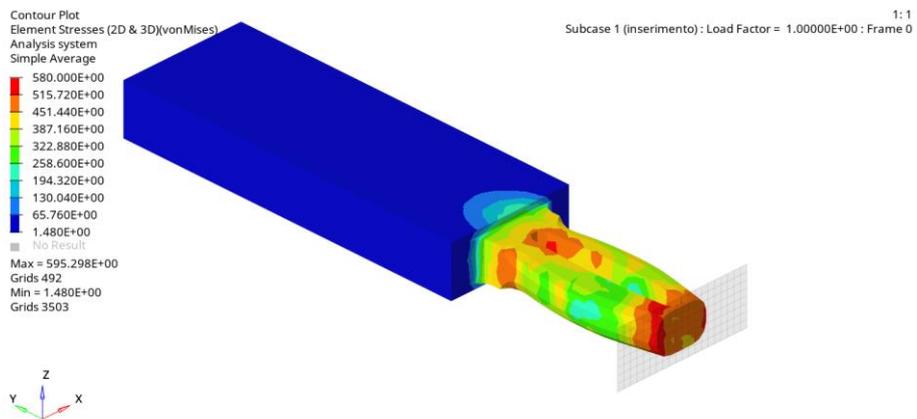


Figura 4.17-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

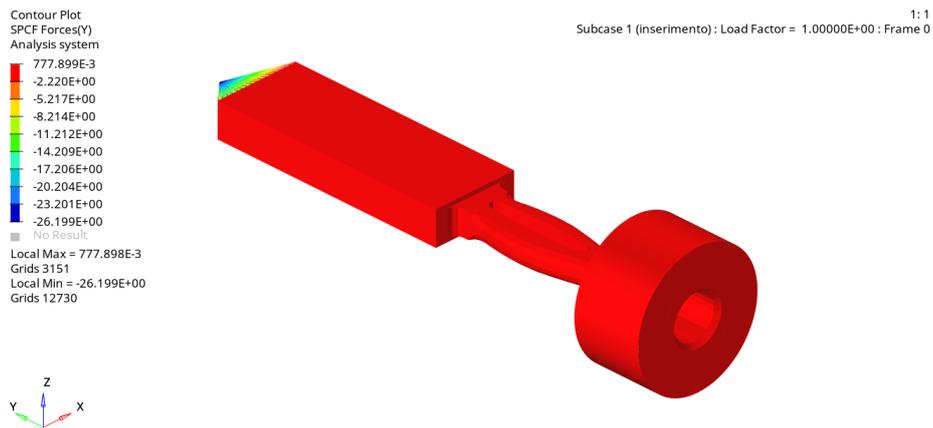


Figura 4.18-Andamento forza di inserimento su vincolo.

Possiamo notare che il valore di snervamento viene superato su una zona contenuta della superficie della punta, dalla sezione possiamo vedere che anche nelle parti più critiche la tensione di rottura non è mai totalmente superata.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala il quale supera i 595 MPa.

Attraverso l'interrogazione "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale $-26 N$, negativo perché in direzione negativa di Y.

Press-fit "revisione0" spessore 0,6 mm:

- $\sigma_{yield} = 460 MPa$
- $R_m = 590 MPa$
- $H = 6600 MPa$

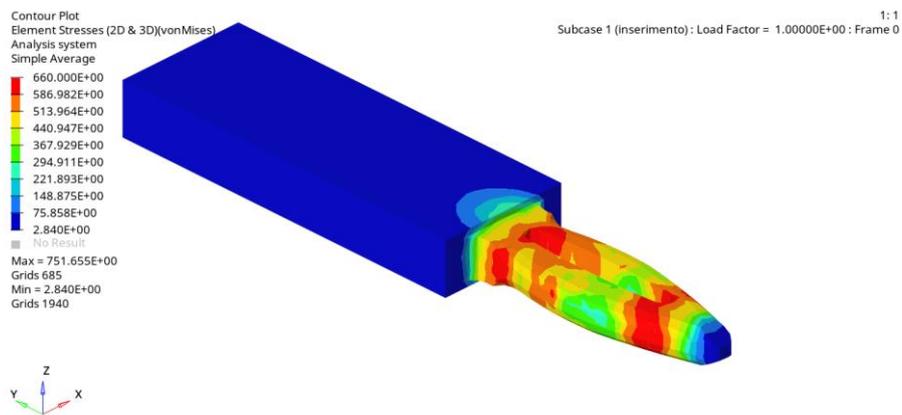


Figura 4.19-Andamento degli stress.

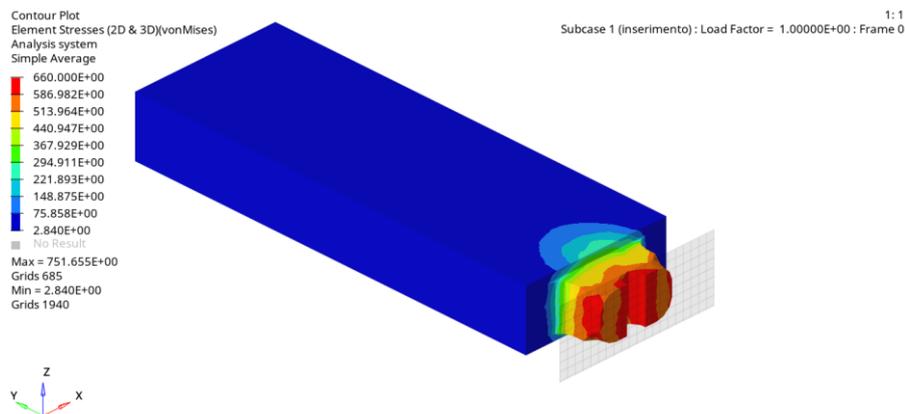


Figura 4.20-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

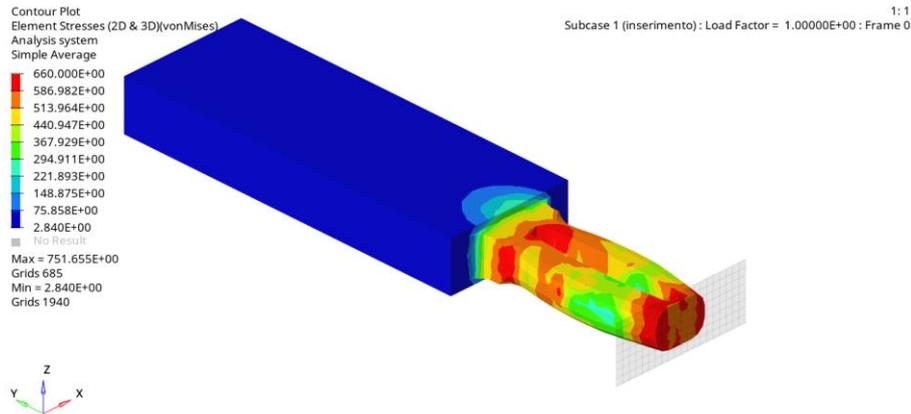


Figura 4.21-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

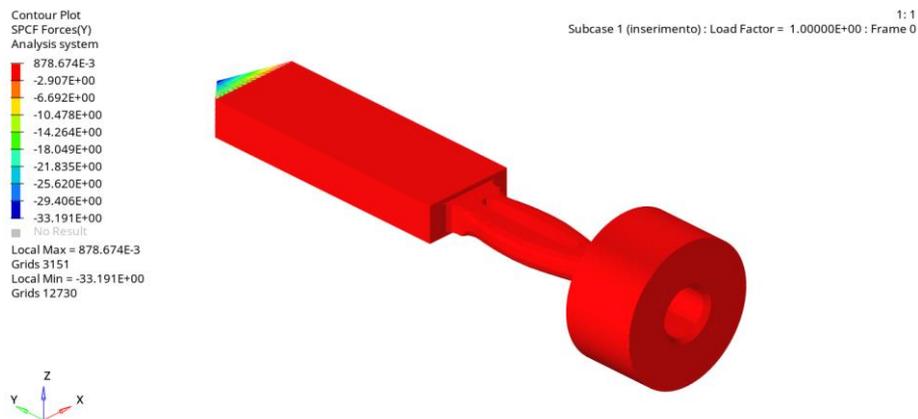


Figura 4.22-Andamento forza di inserimento su vincolo.

A differenza del caso precedente, facendo passare le tensioni negli stessi punti capita che lo stress massimo viene superato in più zone della superficie e rimane vicino al limite anche all'interno, come si può notare dalle sezioni. A differenza del caso con il materiale più soft, il materiale pre-incrudito è meno deformabile e quindi cede prima.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala dello stress, il quale supera i 751 MPa.

Attraverso l'interrogazione "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale 33 N.

L'analisi per il pin "revisione0" spesso 0,6mm volge al termine, dai risultati ricavati si può dire che il materiale più soft sia più indicato per la realizzazione del press-fit, perché ha più possibilità di deformarsi. Ricordiamo che un materiale meno performante aiuti il processo di tranciatura e coniatura, però bisogna aggiungere che queste due

lavorazione meccaniche portino ad un pre-incrudimento del materiale e che quindi i risultati dell'analisi FEM possano essere sottostimati.

Una prima alternativa potrebbe essere quella di considerare l'idea di realizzare i press-fit con un materiale ancora meno performante, ma ancora più deformabile, mentre una seconda potrebbe essere quella di sottoporre la striscia ad un trattamento termico di ricottura.

La punta del pin verrà comunque revisionata nelle analisi successive per fare aumentare la forza di estrazione attraverso la modifica dell'asola centrale che verrà ridotta di dimensione.

Press-fit "revisione1" spessore 0,6 mm:

- $\sigma_{yield} = 360 \text{ MPa}$
- $R_m = 520 \text{ MPa}$
- $H = 5500 \text{ MPa}$

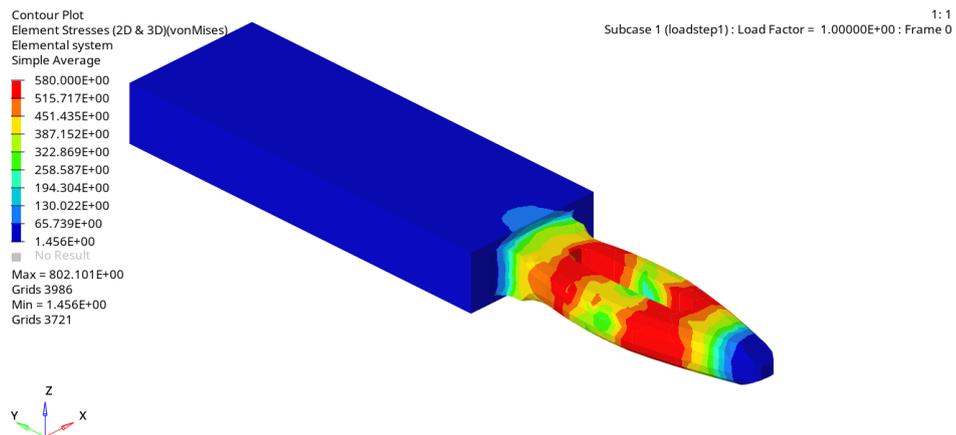


Figura 4.23-Andamento degli stress.

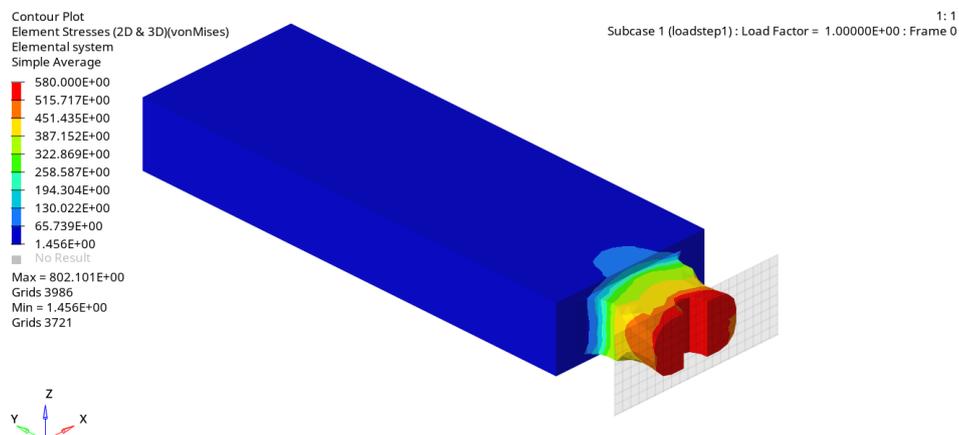


Figura 4.24-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

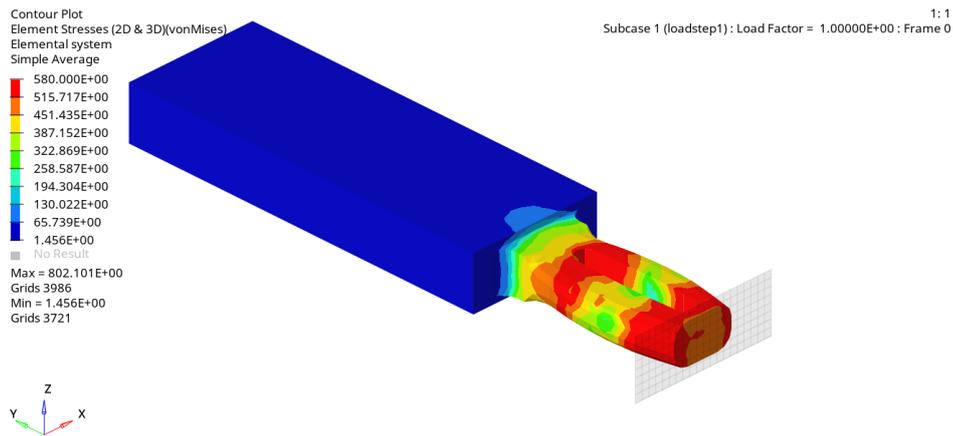


Figura 4.25-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

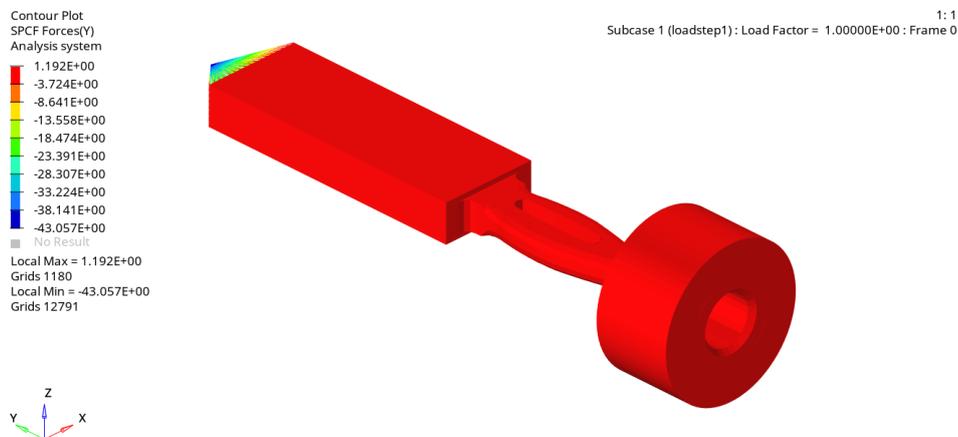


Figura 4.26-Andamento forza di inserimento su vincolo.

Dall'analisi della "revisione1" e dal suo confronto con la "revisione0" notiamo che la situazione è peggiorata, la punta è molto vicina al collasso non solo sulla superficie, ma anche al suo interno, come si vede dalla prima sezione. Questa configurazione è da valutare nella realtà semplicemente per il fatto che attraverso la linearizzazione di "H" potrei essermi allontanato dal comportamento reale del materiale già compromesso dal fatto che i dati usati per la stima del comportamento plastico non siano relativi a questo bronzo.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala dello stress, il quale supera gli 800 MPa.

Attraverso l'interrogazione "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale 43 N.

Si nota come essa sia aumentata notevolmente rispetto alla "revisione0", questo è dovuto all'aumento della rigidità della punta a

causa della variazione della geometria; il coefficiente di attrito è rimasto invariato mentre lo spostamento su X non è cambiato di molto.

Press-fit “revisione1” spessore 0,6 mm:

- $\sigma_{yield} = 460 \text{ MPa}$
- $R_m = 590 \text{ MPa}$
- $H = 6600 \text{ MPa}$

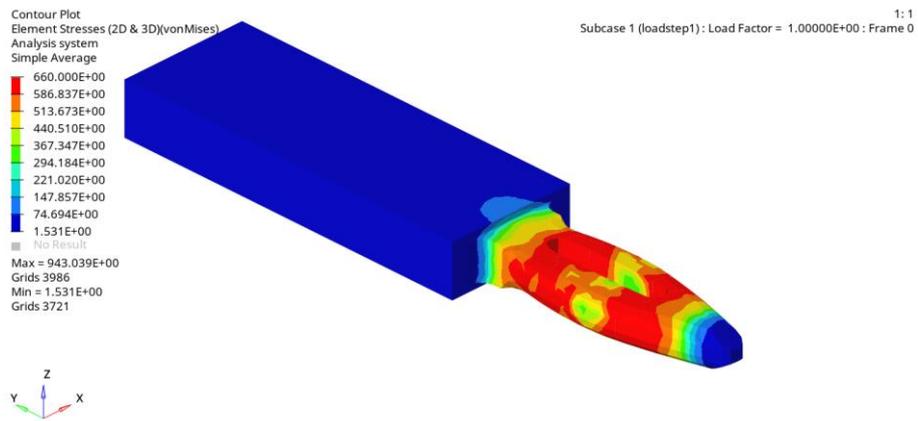


Figura 4.27-Andamento degli stress.

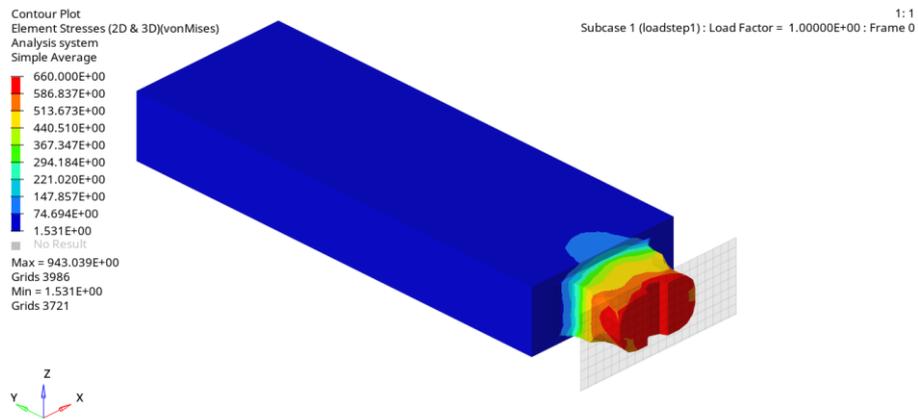


Figura 4.28-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

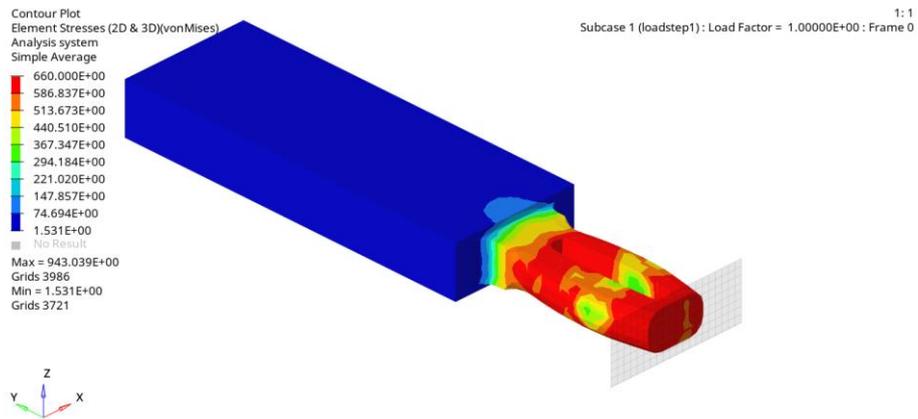


Figura 4.29-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

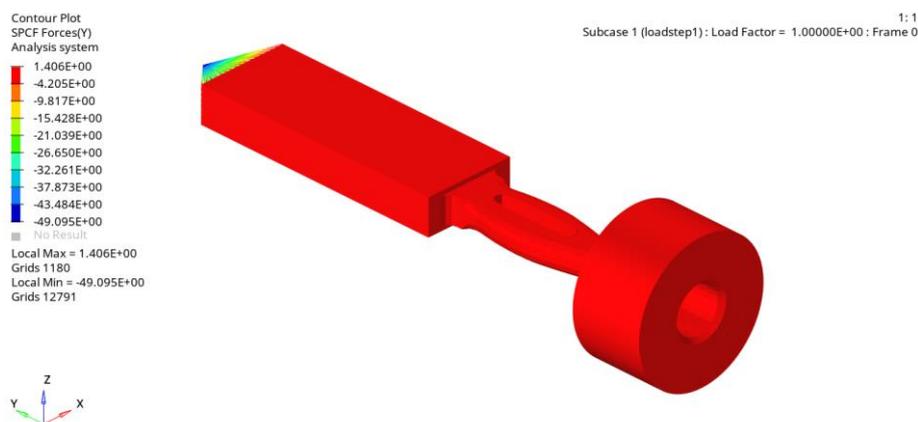


Figura 4.30-Andamento forza di inserimento su vincolo.

Dall'analisi notiamo che la situazione è peggiorata ulteriormente, la punta è molto vicina al collasso non solo sulla superficie, ma quasi ovunque, come si nota nelle sezioni. Anche questa configurazione è da valutare nella realtà semplicemente per il fatto che attraverso la linearizzazione di "H" potrei essermi allontanato dal comportamento reale del materiale in aggiunta al fatto che i dati usati per la stima del comportamento plastico non sono relativi a questo bronzo, ma bensì ad un ottone.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala dello stress, il quale supera i 940 MPa.

Attraverso l'interrogazione "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale 49 N.

Si nota come essa sia aumentata notevolmente rispetto alla "revisione0", questo è dovuto all'aumento della rigidità della punta a

causa della variazione della geometria; il coefficiente di attrito è rimasto invariato mentre lo spostamento su X non è cambiato di molto.

Per lo spessore da $0,6\text{ mm}$ il discorso si conclude; in termini di stress la configurazione migliore risulta la prima, mentre la seconda risulta migliore per l'aumento della forza di inserimento che si traduce in un aumento indiretto di quella di estrazione. Il terzo e il quarto caso sono un peggioramento totale in ambito di stress, ma generano un miglioramento in caso di forza di inserimento ed indirettamente quindi per quella di estrazione, queste configurazioni vanno testate nella realtà.

Press-fit "revisione0" spessore di $0,8\text{ mm}$:

- $\sigma_{yield} = 360\text{ MPa}$
- $R_m = 520\text{ MPa}$
- $H = 5500\text{ MPa}$

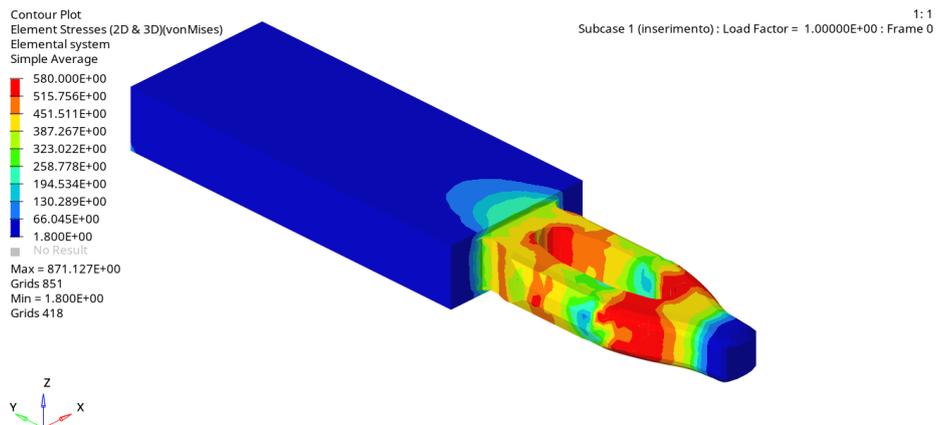


Figura 4.31-Andamento degli stress.

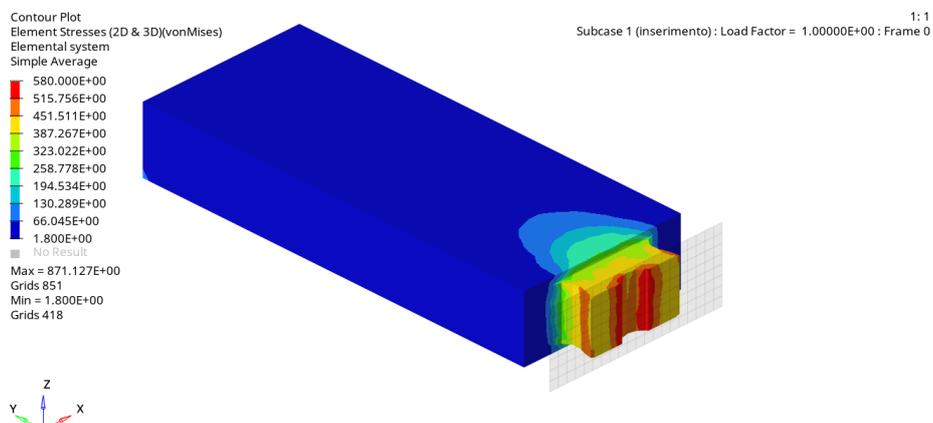


Figura 4.32-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

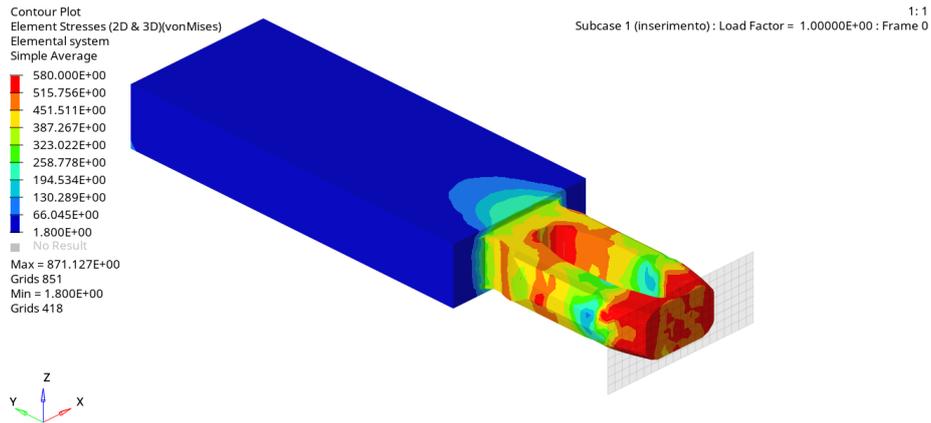


Figura 4.33-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

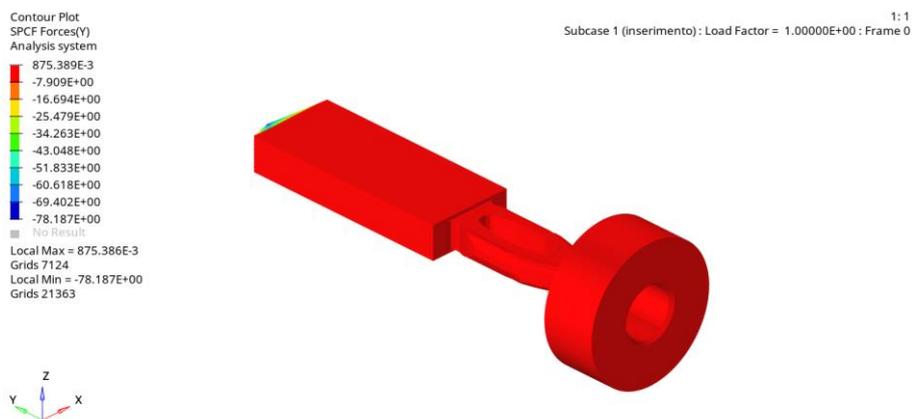


Figura 4.34-Andamento forza di inserimento su vincolo.

Dall'analisi della mappa degli stress si nota che esistono due zone un sulla punta che superano la tensione massima, ma dall'analisi della sezione possiamo notare che sono zone circoscritte.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala dello stress, il quale supera gli 870 MPa.

Attraverso il comando "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale 78 N.

Press-fit "revisione0" spessore di 0,8mm:

- $\sigma_{yield} = 460 \text{ MPa}$
- $R_m = 590 \text{ MPa}$
- $H = 6600 \text{ MPa}$

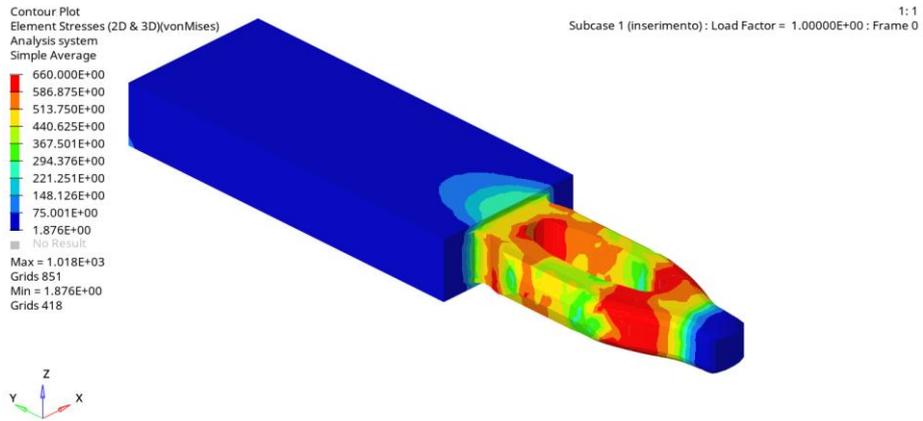


Figura 4.35-Andamento degli stress.

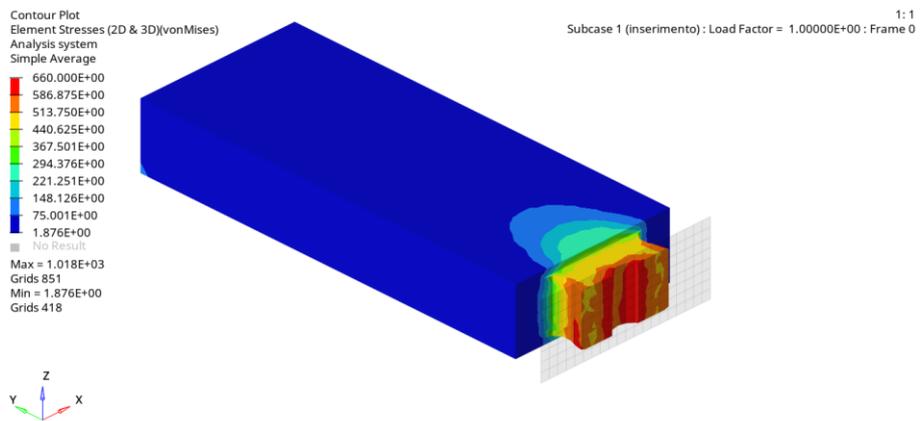


Figura 4.36-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

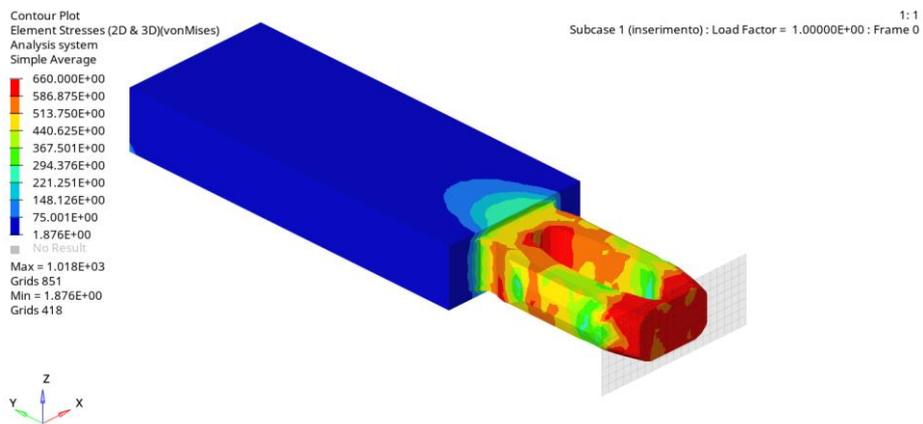


Figura 4.37-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

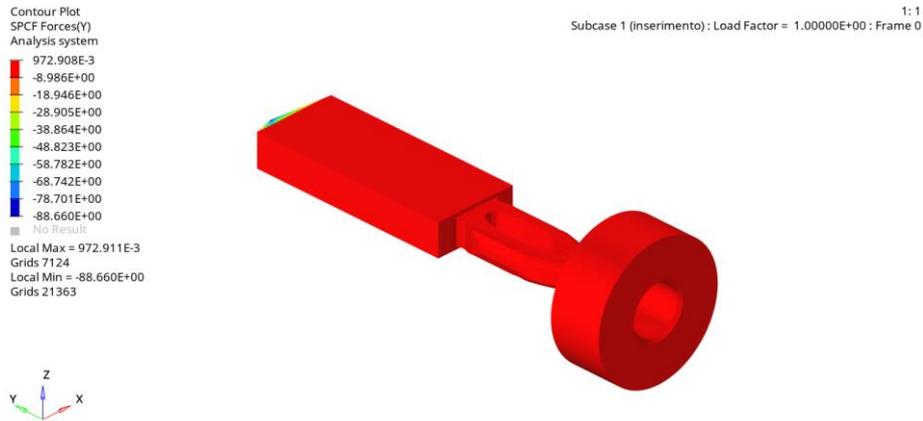


Figura 4.38-Andamento forza di inserimento su vincolo.

In questa configurazione risulta esistere una zona critica dove le tensioni massime superano in modo circoscritto e contenuto il valore della tensione di rottura.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala il quale supera i 1018 MPa.

Attraverso l'interrogazione del comando "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale 88 N.

Dal confronto della "revisione0" cambiando soltanto il materiale si nota come in caso di materiale più performante ci si avvicini di molto al limite strutturale, esso però deve essere confrontato con una contro analisi reale, perché la stima teorica di "H" potrebbe portare degli errori.

Press-fit "revisione1" spessore 0,8mm:

- $\sigma_{yield} = 360 \text{ MPa}$
- $R_m = 520 \text{ MPa}$
- $H = 5500 \text{ MPa}$

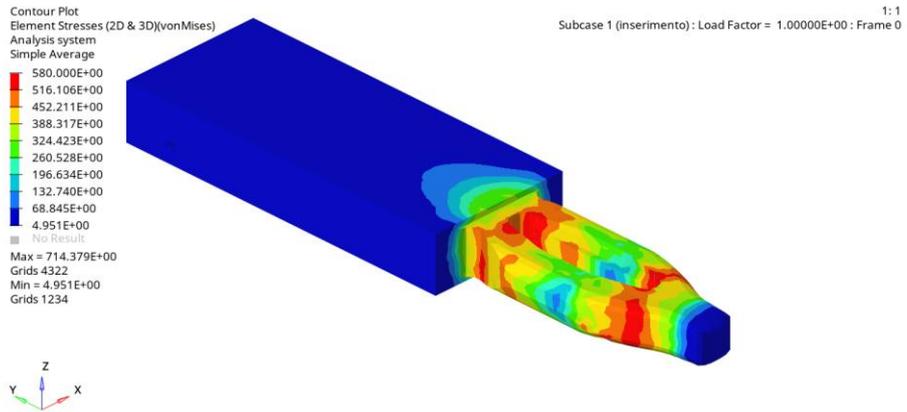


Figura 4.39-Andamento degli stress.

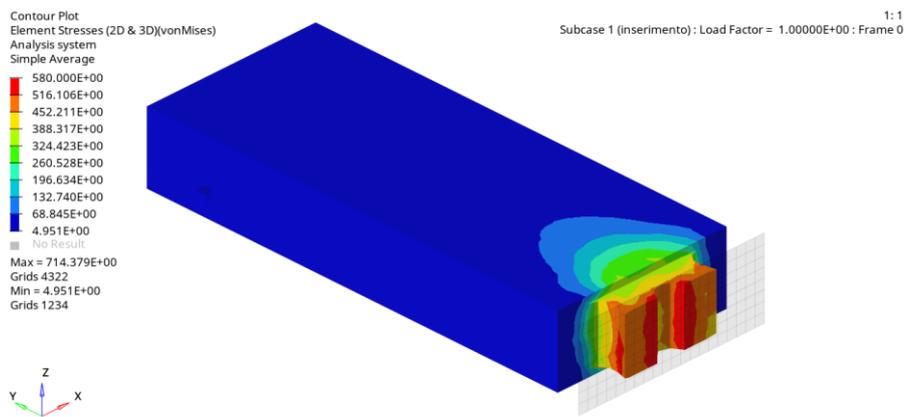


Figura 4.40-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

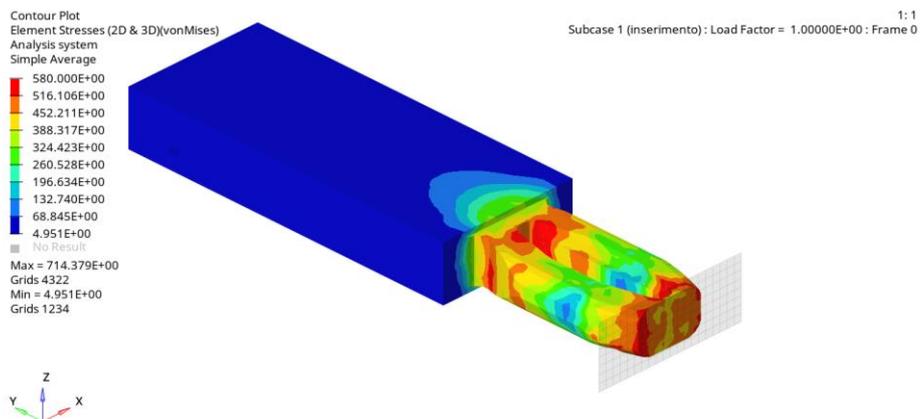


Figura 4.41-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

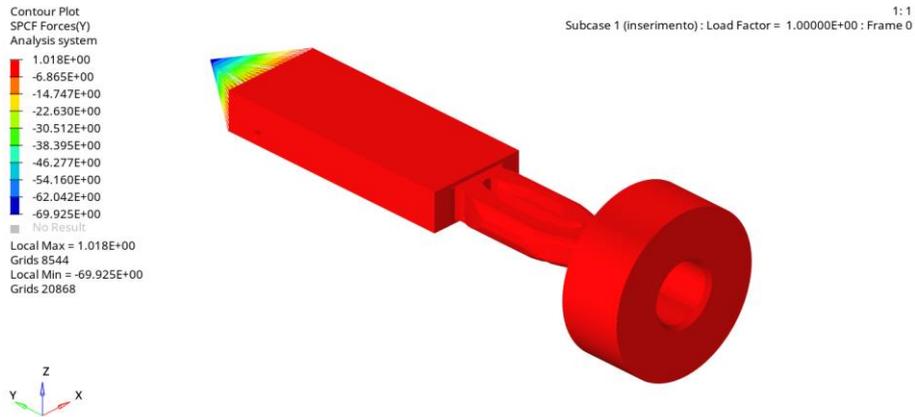


Figura 4.42-Andamento forza di inserimento su vincolo.

Dall'analisi delle mappe si può constatare che la revisione della geometria della punta attraverso la creazione delle “nervature” interne all'asola e l'aumento dei raggi di raccordo all'ingresso della punta abbia diminuito di stress sulla stessa rispetto ad entrambi i casi precedenti.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala dello stress, il quale supera i 714 MPa.

Richiamando il valore della forza di inserimento attraverso il comando “SPCF” possiamo notare come esso sia diminuito ad un valore di 69 N.

Press-fit “revisione1” spessore 0,8mm:

- $\sigma_{yield} = 460 \text{ MPa}$
- $R_m = 590 \text{ MPa}$
- $H = 6600 \text{ MPa}$

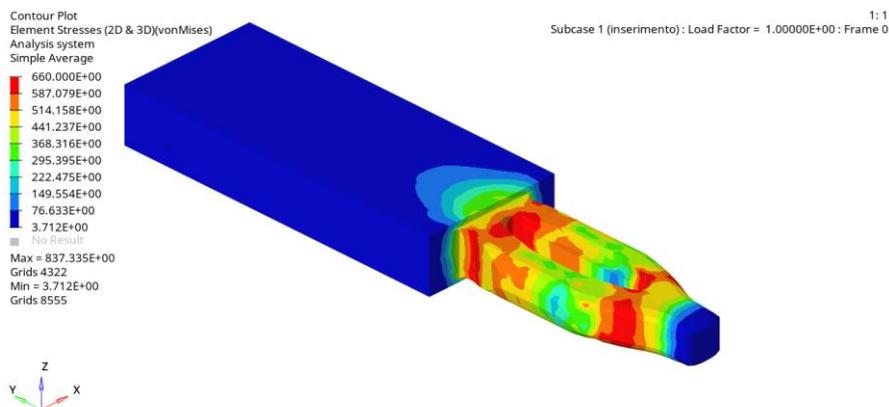


Figura 4.43-Andamento degli stress.

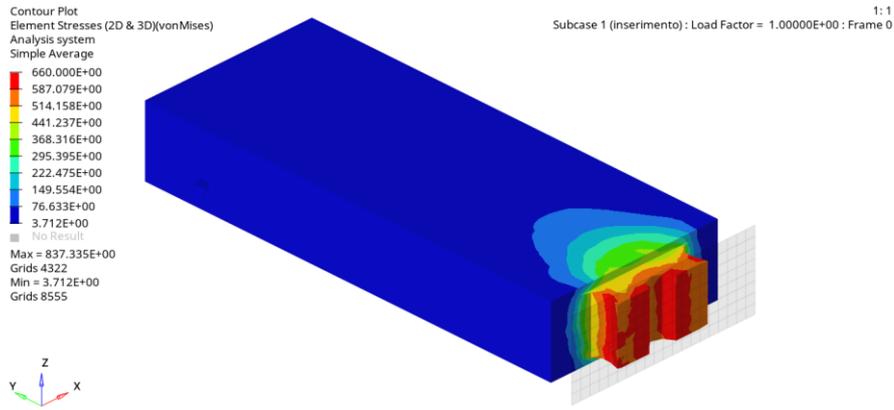


Figura 4.44-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

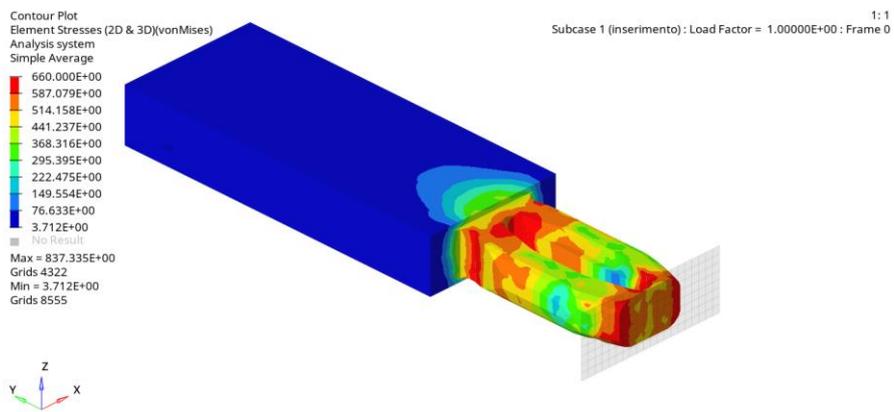


Figura 4.45-Andamento stress: sezione su possibile punto critico.

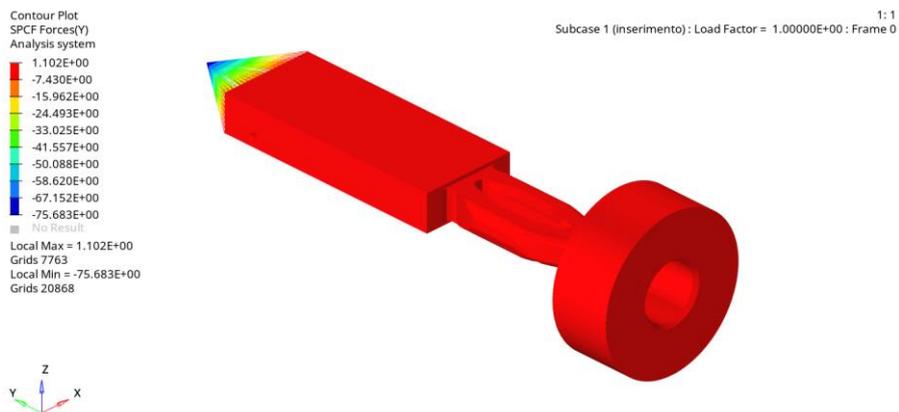


Figura 4.46-Andamento forza di inserimento su vincolo.

Come nel caso precedente anche qui possiamo notare come su porzioni ristrette della punta si superi la tensione di rottura, ma dall'analisi della sezione si può notare che anche nelle zone più critiche non si supera mai totalmente quel valore su tutto il materiale.

Puntualmente possiamo osservare il valore di fondo scala il quale supera gli 837 MPa .

Attraverso l'interrogazione "SPCF" è possibile ricavare il valore della forza di inserimento nella direzione Y che per questo caso vale 75 N per la singola punta.

Dal confronto si evidenzia come, anche in questo caso, un materiale meno performante, ma più deformabile risulti conveniente, sia per una questione di sforzi che per una più semplice lavorabilità nei processi precedenti di formatura. Altro aspetto importante è la forza di inserimento, molto simile per le due configurazioni.

Per lo spessore da $0,8 \text{ mm}$ il discorso si conclude; in termini di stress la configurazione migliore risulta la terza, mentre la quarta risulta migliore per l'aumento della forza di inserimento che si traduce in un aumento indiretto di quella di estrazione. Il primo e soprattutto il secondo caso sono un peggioramento totale in ambito di stress, ma generano un miglioramento in caso di forza di inserimento ed indirettamente quindi per quella di estrazione, queste configurazioni vanno testate nella realtà.

4.3.2. Analisi della deformazione plastica residua

Questo capitolo è fondamentalmente la continuazione dell'analisi precedente. Si vuole incentrare l'attenzione sulla deformazione permanente semplicemente per considerare l'idea di poter garantire la connessione dopo uno ed un solo smontaggio, ovvero nel caso in cui venga inserito, estratto e successivamente riinserto un pin in un foro metallizzato.

Il problema riscontrato nelle simulazioni è però dovuto al fatto che è il foro a deformarsi plasticamente più del pin, serve quindi un riscontro nella realtà per potere decidere se apportare o meno modifiche al progetto, semplicemente per il fatto che le simulazioni potrebbero trovare dei limiti essendo del tipo non lineare su materiali complessi e di dimensione così ridotte.

Deformazione plastica residua per press-fit spessore 0,6mm per il materiale con $\sigma_{yield} = 360MPa$.

“revisione0”:

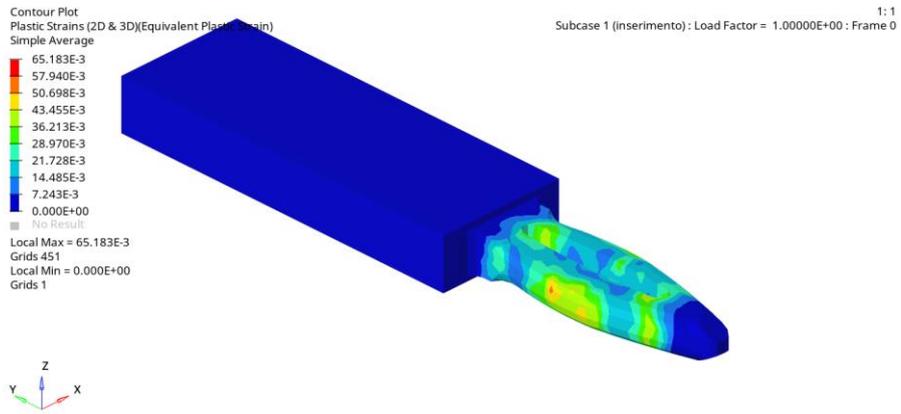


Figura 4.47-Deformazione plastica residua.

“revisione1”:

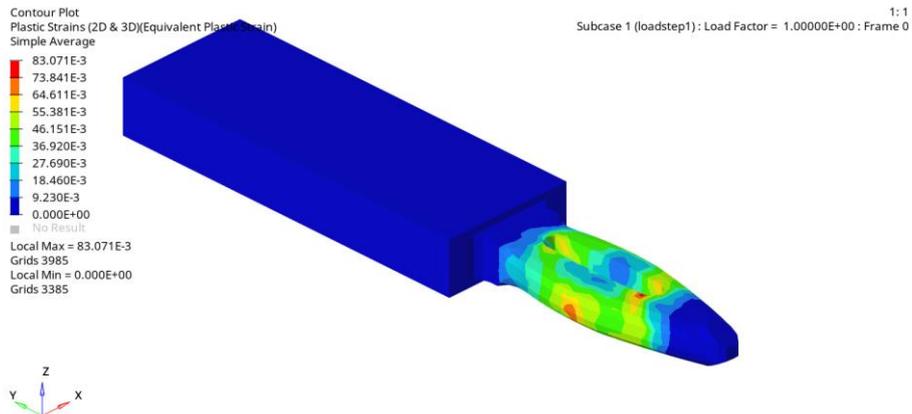


Figura 4.48-Deformazione plastica residua.

Deformazione plastica residua per press-fit spessore 0,6mm per il materiale con $\sigma_{yield} = 460MPa$.

“revisione0”:

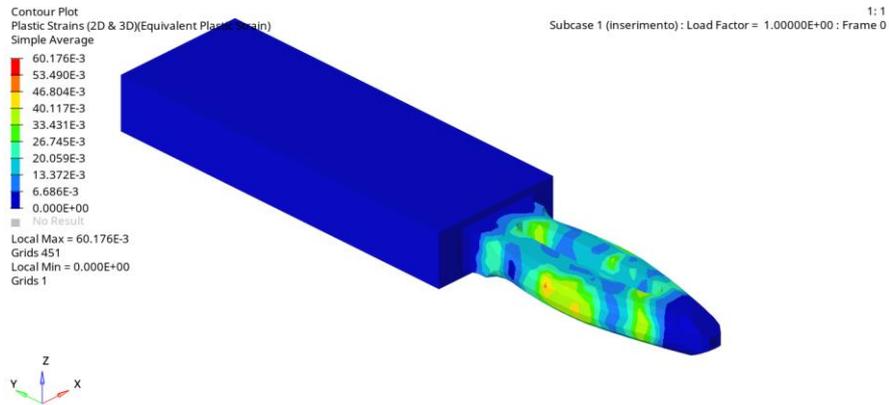


Figura 4.49-Deformazione plastica residua.

“revisione1”:

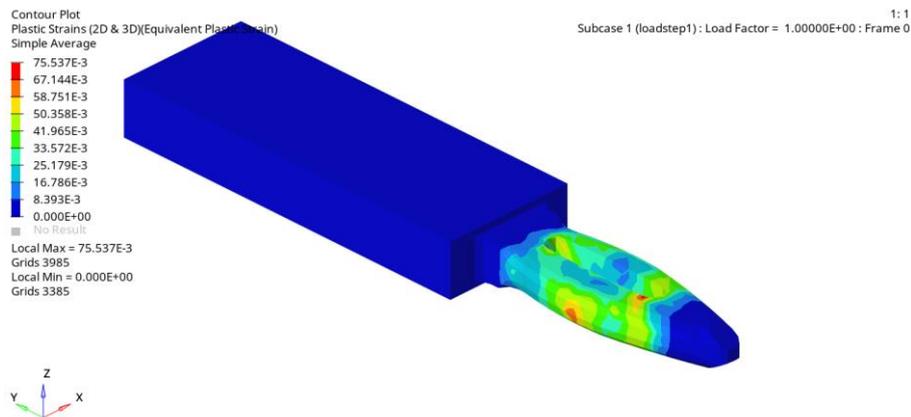


Figura 4.50-Deformazione plastica residua.

In tutte e quattro le analisi possiamo notare che tutta la punta risulta deformata plasticamente, questo limita il numero di inserimenti. Una volta rimosso il pin dal foro non è più possibile garantire la stabilità del contatto, né sostituendo solo il pin e né sostituendo solo il circuito stampato. Non si garantisce quella che viene chiamata “Replacement” delle prove di validazione.

Deformazione plastica residua per press-fit spessore 0,8mm per il materiale con $\sigma_{yield} = 360MPa$.

“revisione0”:

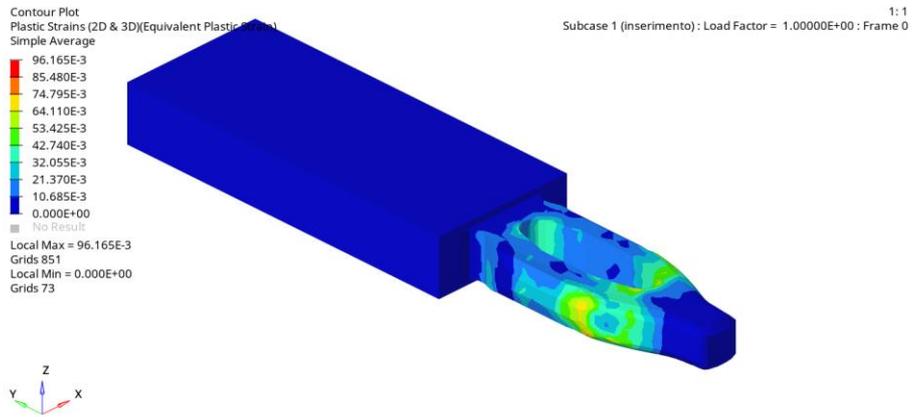


Figura 4.51-Deformazione plastica residua.

“revisione1”:

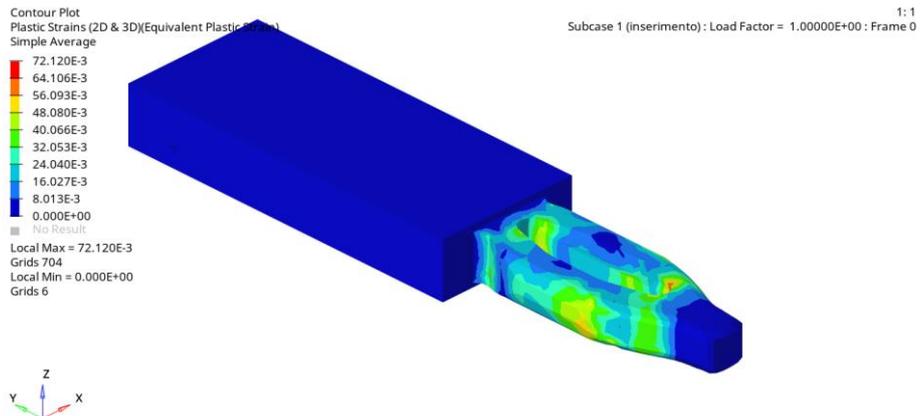


Figura 4.52-Deformazione plastica residua.

Deformazione plastica residua per press-fit spessore 0,8mm per il materiale con $\sigma_{yield} = 460MPa$.

“revisione0”:

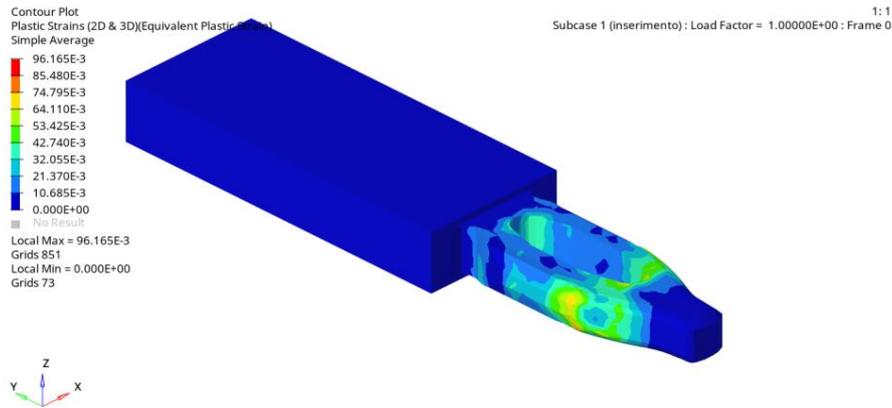


Figura 4.53-Deformazione plastica residua.

“revisione1”:

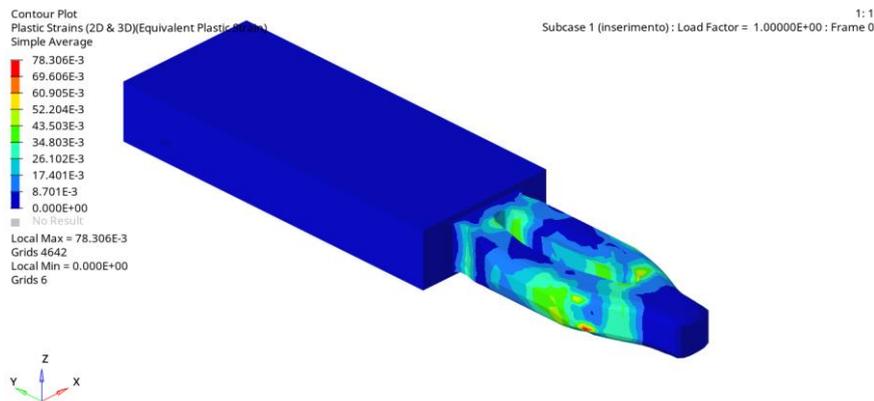


Figura 4.54-Deformazione plastica residua.

In tutti e quattro i casi, anche se in maniera meno marcata rispetto ai pin più sottili, è presente una deformazione plastica residua. Questo ci porta alle stesse considerazioni fatte per il precedente caso di studio, ovvero che una volta smontate le parti, esse devono essere entrambe sostituite, rendendo non possibile il “Replacement”.

4.3.3. Analisi termica dell’inserimento

Modellare questo genere di simulazione ha avuto esito negativo, nel senso che il pacchetto *Altair* non è in grado di accoppiare il problema termico con quello meccanico contemporaneamente, mentre *Ansys*, che

permette l'analisi termo-meccanica, non ha mai permesso di arrivare ad un vero risultato. Si è dovuto dunque semplificare il problema in modo da renderlo simulabile, partendo da un semplice modello analitico bidimensionale a parametri concentrati.

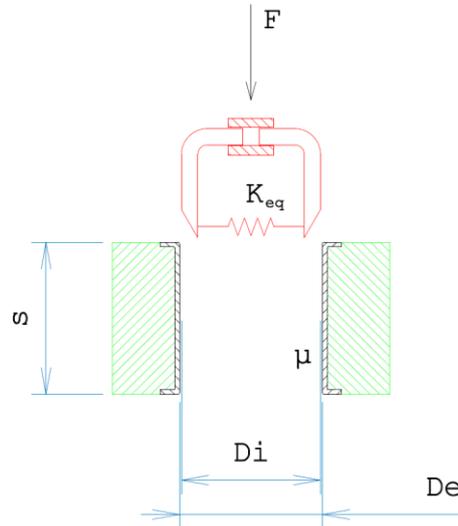


Figura 4.55-Modello fisico semplificato per il problema del riscaldamento per attrito.

Supponendo il foro rigido indeformabile, la punta del pin assimilabile ad una molla e la presenza di attrito tra punta e foro in moto relativo tra loro, per il bilancio dei lavori possiamo scrivere:

$$L_{ins} = L_{att} + E_{el}$$

Dove:

$$L_{ins} = Fs$$

$$L_{att} = F_{att}s$$

$$E_{el} = \frac{1}{2}k_{eq}x^2$$

$$x = D_e - D_i$$

$$F_{att} = \mu F_{cont}$$

$$F_{cont} = kx$$

Applicando ora il primo principio della termodinamica:

$$Q + L = \Delta U + \Delta E$$

$$Q = 0$$

$$L = L_{ins}$$

$$\Delta E = \frac{1}{2}k_{eq}x_f^2 - \frac{1}{2}k_{eq}x_i^2$$

$$x_i = 0$$

$$x_f = x$$

Quindi:

$$L_{att} = \Delta U$$

Ovvero il lavoro di attrito si traduce in un aumento dell'energia interna del sistema, cioè in un aumento di temperatura del sistema.

Per cercare di stimare la temperatura raggiunta nei punti di contatto, dove il foro e la punta strisciano, semplificando di molto le simulazioni, si assume che il lavoro di attrito sia convertito completamente in calore, e che il calore sia fornito su due area di contatto.

$$L_{att} \rightarrow Q_{for}$$

Questo studio serve a comprendere se sia fisicamente possibile la creazione di microsaldature per attrito attraverso la conoscenza del gradiente termico sui pezzi.

Scrivendo dunque:

$$Q_{for} = \mu F_{cont} S$$

L'unica incognita rimasta per il calcolo del calore generato risulta essere F_{cont} ovvero la forza di contatto tra le superfici.

Per ricavarla bisogna utilizzare l'ennesimo "trucco", non risulta infatti leggibile in forma di sommatoria delle componenti agenti su ogni singolo nodo. Si deve quindi creare un nuovo modello in cui è presente solo il pin, aggiungere due nodi in direzioni delle superfici di contatto, unire i nuovi nodi a quelli presenti sulle facce della punta attraverso gli elementi "rbe3", ed imporre lo spostamento sull'asse X ricavato dall'analisi dell'inserimento. Interrogando ora il modello risolto attraverso il comando "SPCF" è possibile trovare il valore della forza di contatto.

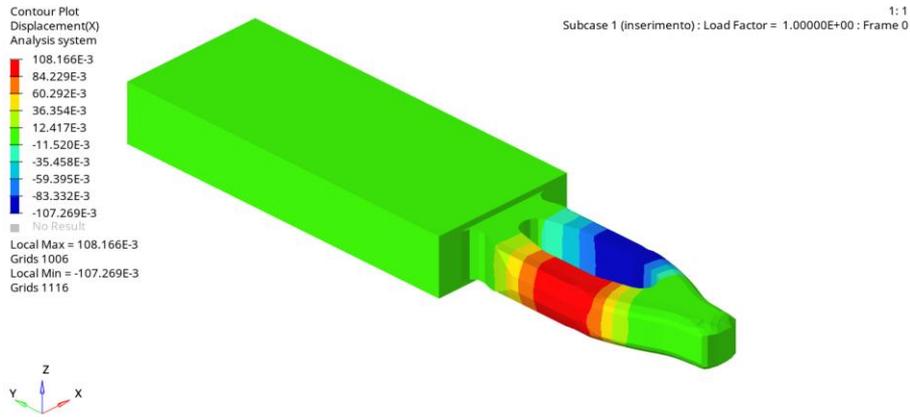


Figura 4.56-Mappa grafica spostamento in direzione "X" ricavata da simulazione dell'inserimento.

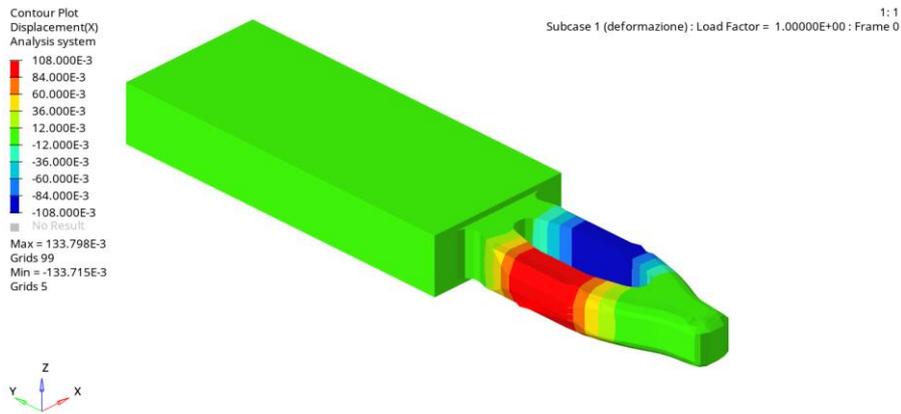


Figura 4.57-Mappa grafica spostamento in direzione "X"
ricavata imponendo spostamento su vincoli.

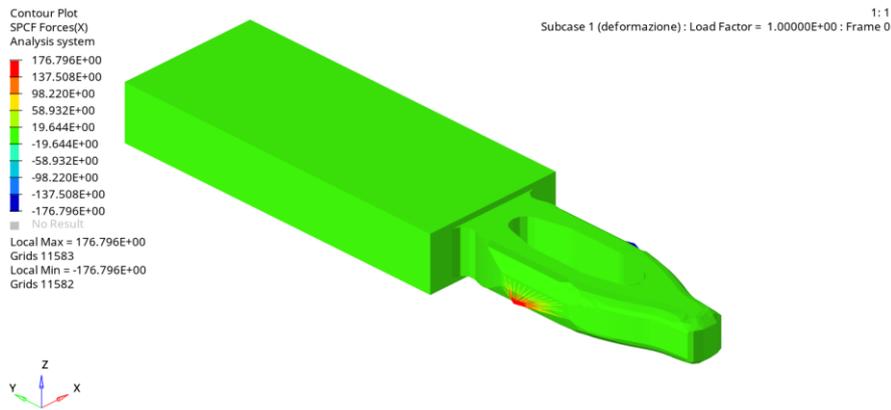


Figura 4.58-Andamento forza in direzione "X" sui vincoli.

Un piccolo appunto deve essere fatto per la questione dei materiali a contatto e per il coefficiente di attrito dinamico μ . Nella situazione reale i pin e i fori sono stagnati con uno strato di stagno che va dai 3 ai 5 μm , quindi il coefficiente di attrito dovrebbe essere quello del contatto tra

stagno e stagno, purtroppo non sono presenti questi dati in letteratura, quindi si assume come coefficiente di attrito quello del contatto tra rame e bronzo, ma anche questo genere di dato non esiste in letteratura, allora si assume buono quello tra rame e ottone che vale 0,16, il quale viene verificato attraverso alcuni esperimenti con la macchina di prova a trazione in laboratorio.

L'ultimo passaggio che va fatto prima di descrivere l'analisi risulta essere quello di convertire il calore in un flusso termico perché il software accetta solo valori di flusso termico durante la simulazione di problemi di conduzione, quindi si è reso necessario assumere alcune semplificazioni atte a rendere modellabile il problema.

Sapendo che:

$$Q_{for} = \phi_{for}At$$

Con:

- ϕ_{for} flusso termico;
- A area su cui si suppone avvenga lo sfregamento;
- t tempo stimato per l'operazione di inserimento.

Si passa dunque da un'analisi termo-meccanica ad una puramente termica.

Sapendo che lo stagno fonde a 231,9°C (505K) e che è presente uno strato di stagnatura su entrambe le superfici dei pezzi a contatto, è possibile che venga superata per pochi istanti di tempo la temperatura di fusione e che quindi si creino delle vere e proprie saldature a stagno. Per l'analisi termica del pin durante l'operazione di inserimento si è proceduto nel seguente ordine:

- Importazione del modello CAD;
- Pulizia della geometria;
- Realizzazione mesh e controllo della qualità della stessa;
- Definizione del materiale;
- Definizione della proprietà del materiale;
- Assegnazioni dei vincoli termici;
- Assegnazione del carico termico;
- Attivazione delle opzioni di calcolo;

Il primo passo consiste nell'importare il modello CAD del solo pin creato in formato *STEP*, gli si applica una mesh 2D su tutte le superfici

con il comando “*automesh*” scegliendo come elementi gli “*R-tria*” e dando come dimensione il valore di 0,12 mm.

Una volta creata la mesh 2D si crea quella 3D attraverso il comando “*tetramesh*”. Questo comando genera automaticamente una mesh tetraedrica basata sulle dimensioni della mesh triangolare superficiale. La mesh 3D necessita di essere controllata e “aggiustata” attraverso il comando “*fix 3D mesh*” per evitare che si manifesti il problema di irregolarità della discretizzazione descritto in precedenza.

Ultimate le operazioni di meshatura si definisce il materiale e le sue proprietà.

CuSn6:

- $E = 118000 \text{ Mpa}$
- $\nu = 0,34$
- $\rho = 8500 \text{ kg/m}^3$
- $A = 1,85 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}$ coefficiente di espansione termica;
- $K = 75 \text{ W/mK}$ conduttività termica;
- $c_p = 380 \text{ J/kgK}$ calore specifico.

Una volta assegnate le proprietà si deve creare l’interfaccia conduttivo, ovvero l’area su cui avviene la conduzione termica che servirà in seguito per applicare il flusso termico.

Essendo un’analisi di tipo transiente bisogna ora creare tutti quei comandi, “*load collector*”, che definiscono le opzioni di calcolo. Si parte da quello che impone la temperatura iniziale del corpo, “*TEMPD*”, poi quello che crea e divide il tempo di analisi, “*TIMESTEP*”, segue quello che definisce il flusso termico, “*FLUX*”, e il modo di applicazione dello stesso, “*TLOADI*”, ed infine il vincolo termico di temperatura su di una parete del pin, “*CONSTRAIN*”. Quest’ultimo vincolo viene applicato per semplificazione sulla parete opposta e più lontana dalla punta per evitare di dover complicare il problema aggiungendo l’incognita della convenzione.

L’ultimo step prima di mandare in funzione il risolutore è quello di creare la “*CARD*” opzioni “*GLOBAL OUTPUT REQUEST*”.

Entra ora in gioco il solutore che in pochi minuti riesce ad analizzare la simulazione fornendo come riscontro dei risultati.

Questi risultati vengono mostrati su un visualizzatore che permette di comprendere la situazione simulata attraverso diverse mappe grafiche. Nel caso dell'analisi termica i risultati di interesse sono le temperature e il flusso termico all'interno del pezzo.

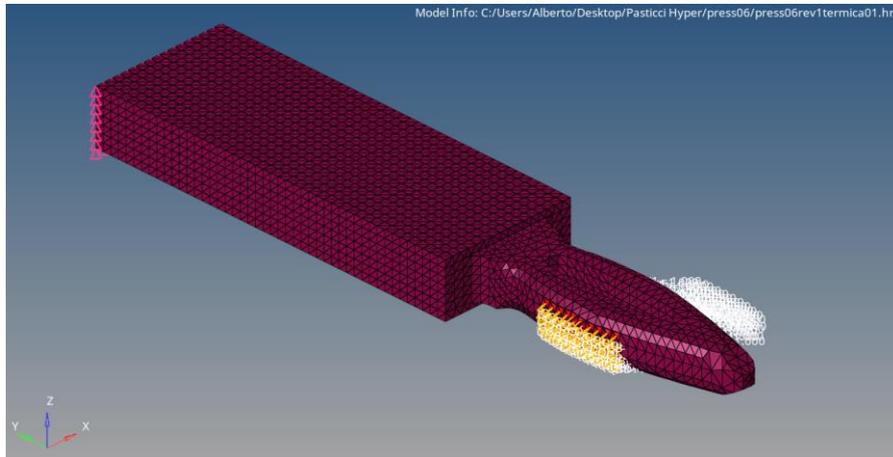


Figura 4.59-Modello pin 0,6 mm per simulazione termica FEM.

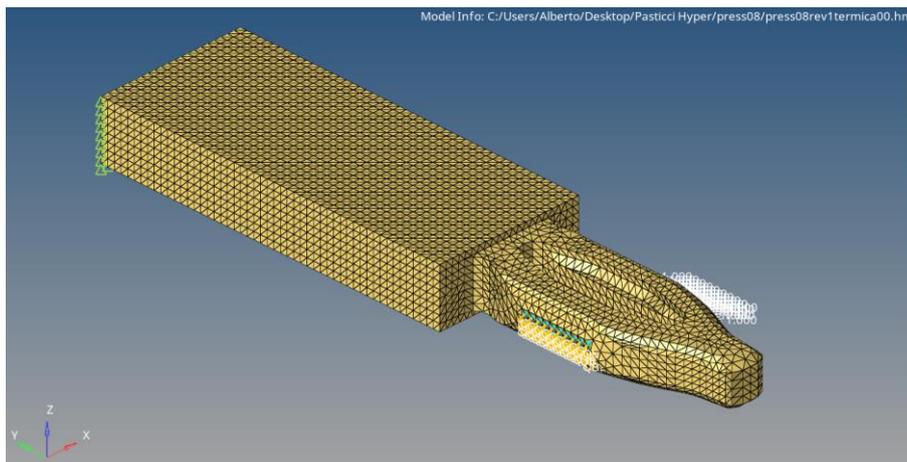


Figura 4.60-Modello pin 0,8 mm per simulazione termica FEM.

Le configurazioni analizzate sono quattro, due per il pin di spessore 0,6mm e due per quello di 0,8mm.

Per il pin di spessore 0,6mm nel materiale più soft ($\sigma_{yield} = 360MPa$ e $R_m = 520MPa$):

- $F_{cont} = 110 N$
- $\mu = 0,16$
- $s = 1,6mm$
- $Q_{for} = 0,056 J$
- $t_{inserimento} = 0,5 s$

- $A_{contatto} = 2 \text{ mm}^2$
- $\phi_{for} = 56258 \text{ W/m}^2$

Viene assunto come tempo di inserimento un valore di 200 mm/min , valore maggiore del massimo consentito dalla normativa.

L'area di contatto viene calcolata stimando invece le dimensioni delle superfici su cui avviene la generazione di calore.

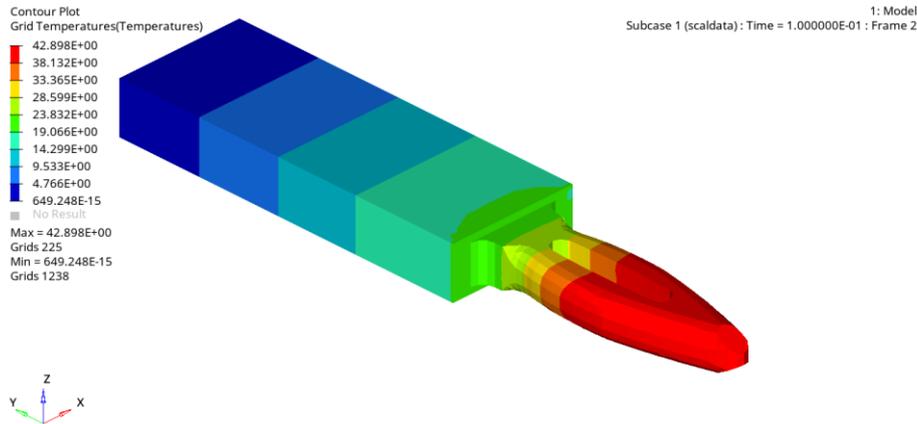


Figura 4.61-Andamento variazione di temperatura.

Sulla punta del pin nella fase di inserimento si ha dunque un aumento di temperatura di circa 42°C , un buon risultato, ma comunque insufficiente a poter avvicinarsi alla temperatura di fusione dello strato superficiale di stagno. Possiamo supporre che non sia questa la strada giusta per verificare la creazione delle saldature dello stagno per un aumento localizzato della temperatura.

Per il pin di spessore $0,6\text{mm}$ nel materiale più performante ($\sigma_{yield} = 460\text{MPa}$ e $R_m = 590\text{MPa}$) la situazione non cambia molto dal caso precedente:

- $F_{cont} = 130 \text{ N}$
- $\mu = 0,16$
- $s = 1,6\text{mm}$
- $Q_{for} = 0,067 \text{ J}$
- $t_{inserimento} = 0,5 \text{ s}$
- $A_{contatto} = 2 \text{ mm}^2$
- $\phi_{for} = 66486 \text{ W/m}^2$

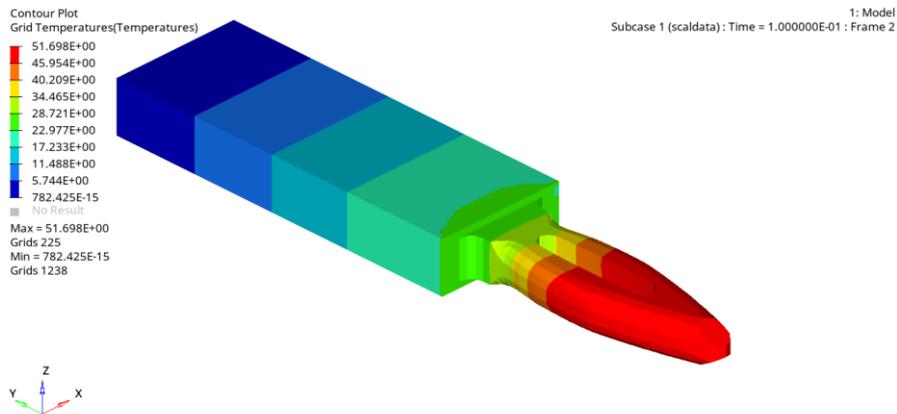


Figura 4.62-Andamento variazione di temperatura.

Sulla punta del pin nella fase di inserimento si ha dunque un aumento di temperatura di circa 50°C .

Valgono le stesse considerazioni fatte per il caso di studio precedente.

Per il pin di spessore $0,8\text{mm}$ nel materiale più soft ($\sigma_{yield} = 360\text{MPa}$ e $R_m = 520\text{MPa}$):

- $F_{cont} = 160\text{ N}$
- $\mu = 0,16$
- $s = 1,6\text{mm}$
- $Q_{for} = 0,082\text{ J}$
- $t_{inserimento} = 0,5\text{ s}$
- $A_{contatto} = 2,66\text{ mm}^2$
- $\phi_{for} = 61584\text{ W/m}^2$

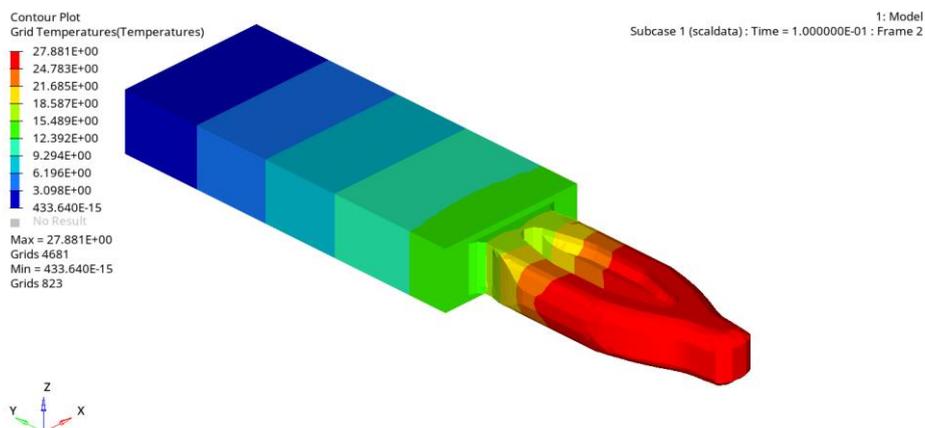


Figura 4.63-Andamento variazione di temperatura.

ad esso il flusso termico precedentemente calcolato, supponendo una seconda conduzione tra “pelle” esterna e substrato solido.

4.3.4. Analisi elettrica della connessione

Il risultato fondamentale che si vuole ricavare da questo genere di analisi è il valore di resistenza elettrica che si crea nel contatto tra pin e PTH. Solitamente per misurare il valore di resistenza elettrica di un circuito si utilizza uno strumento chiamato ohmmetro. Nel caso in cui la resistenza sia davvero bassa, per ottenere dei risultati di misura più precisi, si utilizza il metodo volt-amperometrico con voltmetro a valle. In questo metodo viene collegato in serie alla resistenza un amperometro, e in parallelo alla resistenza, a valle dell'amperometro, un voltmetro, successivamente si alimenta il circuito con una corrente costante. È una misura indiretta perché attraverso i valori di tensione e corrente forniti dagli strumenti si ricava il valore di resistenza applicando la legge di Ohm:

$$R = \frac{V}{I}$$

Dove:

- R è la resistenza elettrica;
- V è la tensione;
- I è la corrente.

La teoria di base per lo studio delle connessioni elettriche parte dal fatto che tutte le superfici, se esaminate con un ingranditore, non appaiono corrispondenti alla definizione geometrica ideale in quanto presentano imperfezioni, creste e valli dovute alle lavorazioni; queste imperfezioni prendono il nome di rugosità.

È immediato capire, dunque, che l'accoppiamento di due superfici avrà contatto solo attraverso le asperità che si toccano. Tale contatto si stabilisce solo su un grande numero di microaree superficiali.

Un qualsiasi contatto elettrico richiede una certa stabilità meccanica ed una stabilità elettrica; quest'ultima deve essere garantita da accettabili valori di resistenza di contatto associabile all'interfaccia tra due corpi separabili. La stabilità meccanica invece, deve essere garantita dalla forza di contatto, la quale permette l'aderenza tra le due superfici. La

forza di contatto influisce sui valori della resistenza di contatto e sulla forza di inserimento.

La corrente elettrica che attraversa l'interfaccia di contatto è costretta a passare solo attraverso punti discreti della superficie di effettivo contatto. Questo causa un addensamento delle linee di flusso della corrente in questi punti che porta ad un aumento della resistenza elettrica.

La resistenza elettrica associata a tale fenomeno viene chiamata resistenza elettrica di costrizione R_c , tuttavia non è l'unica che valuta la resistenza effettiva di contatto. Spesso entrambi i corpi a contatto hanno superfici rivestite da strati contaminati o ossidati, i quali forniscono un contributo alla resistenza globale del contatto, questa resistenza viene chiamata resistenza di film R_f . L'effettiva resistenza di contatto sarà dunque:

$$R_{con} = R_c + R_f$$

In definitiva esistono due tipi di resistenza che la corrente incontra, quella di contatto R_{con} e quella di massa R_m .

$$R_m = \rho \frac{l}{S}$$

Dove:

- ρ è la resistività elettrica;
- l è la lunghezza del tratto;
- S è la sezione.

In base alla teoria di Ragnar Holm la resistenza di costrizione per una microarea con contatto monometallico vale:

$$R_c = \frac{\rho}{d}$$

Per il caso bimetallico:

$$R_c = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2d}$$

Dove d è il diametro della microarea ipotizzata con forma circolare.

Si deduce che l'area di contatto effettiva deve essere sufficientemente elevata per garantire un contatto elettrico con resistenza contenuta.

Nella realtà in una giunzione elettrica tra due corpi in contatto ci saranno numerose microaree che garantiscono il passaggio della corrente tra i componenti. Il numero di asperità che entrano in contatto dipende dalla forza normale a cui sono soggetti i corpi.

In funzione della forza e dei materiali posso avere deformazioni elastiche o plastiche delle asperità all'interfaccia. È stato verificato che in caso di contatto tra materiali caratterizzati da durezza diversa, la deformazione plastica dipende dalla forza normale di carico sostenibile dalle asperità del metallo con durezza inferiore. Sotto tale ipotesi è possibile stabilire la seguente relazione:

$$F = A_c H$$

Dove:

- A_c area di contatto meccanico;
- H durezza del materiale più tenero;
- F forza normale.

Sapendo che:

$$R_c = \frac{\rho}{d}$$

e

$$A_c = \eta \pi \frac{d^2}{2}$$

Con η coefficiente all'incirca unitario troviamo che:

$$R_c = \sqrt{\frac{\eta \pi H \rho^2}{4F}}$$

Come detto in precedenza la resistenza di contatto deve tenere conto anche del contributo della resistenza di film.

$$R_f = \frac{\rho_f s}{\Sigma \alpha}$$

Con:

- ρ_f resistività del film;
- s spessore del film;

- $\Sigma\alpha$ sommatoria delle aree occupate dal film, ma se il film è uniforme su tutta la pellicola $\Sigma\alpha = A$.

Quindi:

$$R_f = \frac{\rho_f s H}{F}$$

Per ridurre la resistenza di contatto all'interfaccia spesso vengono utilizzati dei rivestimenti elettricamente conduttivi realizzati sulle superfici. Questi rivestimenti hanno anche il compito di proteggere il contatto elettrico. Gli effetti del rivestimento conduttivo dipendono molto dalla sua resistenza elettrica e da come si relaziona con lo strato metallico sottostante.

Un altro fattore da considerare è il rapporto esistente tra il raggio delle microaree e lo spessore del rivestimento.

L'espressione finale della resistenza di contatto che tiene conto di tutte e tre i fattori sopracitati (costrizione, film contaminante e rivestimento superficiale) è la seguente:

$$R_{cont} = \left(\frac{\rho_p + \rho P_f}{2} \right) \sqrt{\frac{\eta \pi H}{4F}} + \frac{\rho_{cont} s_{cont} H}{F}$$

$$P_f = \frac{\rho_{eff}}{\rho}$$

Con:

- ρ_p resistività del rivestimento;
- P_f plating factor;
- ρ_{eff} resistività effettiva del substrato metallico rivestito;
- ρ_{cont} resistività film contaminato;
- s_{cont} spessore film contaminato.

Per le simulazione FEM dell'analisi elettrica, non essendo possibile simulare elettricamente un modello precedentemente simulato meccanicamente, non è stato possibile tenere conto della deformazione, della finitura superficiale, della presenza di ossidi e impurità all'interfaccia e della forza di contatto tra il pin e il foro, quindi la semplificazione applicata è stata quella di inserire il pin nel foro nel

modello CAD e successivamente attraverso il comando “*Taglio solido*” rimuovere la parte di pin che andava in interferenza con il foro.

Questa analisi ha richiesto l’utilizzo del software *Ansys* perché non presente un semplice simulatore elettrico nel pacchetto *Altair*.

Per le analisi *Ansys* si procede come segue, per prima cosa si sceglie la fisicità del problema che si vuole risolvere, nel caso seguente sarà “*Electric*”, si assegnano le proprietà elettriche dalle librerie presenti nel programma e successivamente si importa la geometria.

La grandezza fondamentale da assegnare ai componenti in questo genere di analisi è la resistività elettrica ρ , nelle librerie è presente la sezione “*Copper and Alloys*”, di conseguenza viene assegnato lo stesso materiale sia al pin, che è fatto di bronzo, che al foro, il quale è costituito da rame; la resistività a 20 °C vale $\rho = 1,68 \cdot 10^{-8} \Omega m$.

Una volta importato il modello lo si è discretizzato nello stesso modo visto per le analisi precedenti, questa volta saltando il passaggio della mesh 2D, ma passando direttamente ad una meshatura 3D.

Si è poi definito il contatto attraverso il comando “*Bonded*”, questa assegnazione non permette di imporre una forza di contatto, ma solo la continuità elettrica tra gli oggetti.

Successivamente si è imposto un valore di corrente, 25 A, fatto circolare nel componente e assegnato una superficie a potenziale nullo, la superficie inferiore del foro, quindi si è lanciato il risolutore. Dall’analisi si vuole ottenere e visualizzare l’andamento e i valori della tensione all’interno dell’oggetto, perché applicando la legge di Ohm si vuole trovare il valore di resistenza totale della connessione. La semplificazione adottata non può fornire valori che abbiano un riscontro reale come quelli ottenibili con le formule viste precedentemente; essa permette solo di identificare l’andamento della resistenza all’interno dei due oggetti (resistenza di massa), ma non all’interfaccia (resistenza di contatto). Come paradosso sarà sicuramente rilevato un valore di resistenza elettrica maggiore all’interno della geometria del pin piuttosto che sulla superficie di contatto, di conseguenza questa analisi verrà fatta come esercizio e servirà ad individuare le zone critiche di resistenza all’interno della punta.

Nonostante ciò, i valori trovati sono dello stesso ordine di grandezza delle resistenze di contatto di alcuni commutatori presenti in azienda testati con specifiche prove elettriche.

Le simulazione svolte sono due, una sul press-fit con spessore 0,6 mm e una su quello con spessore 0,8 mm.

Pin 0,6 mm “revisione0”:

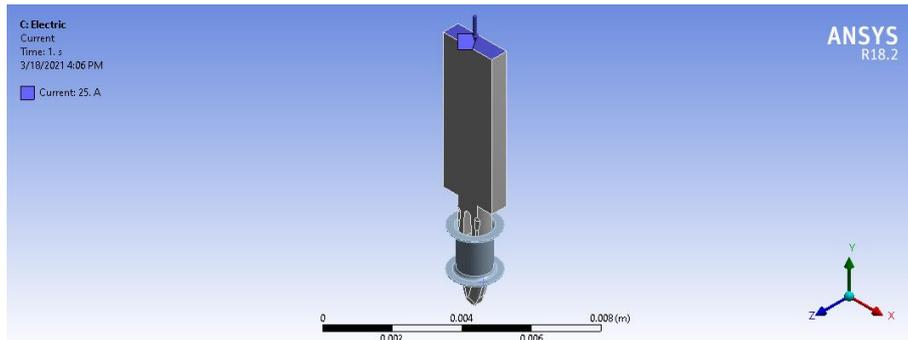


Figura 4.65-Superficie su cui viene applicata la corrente.

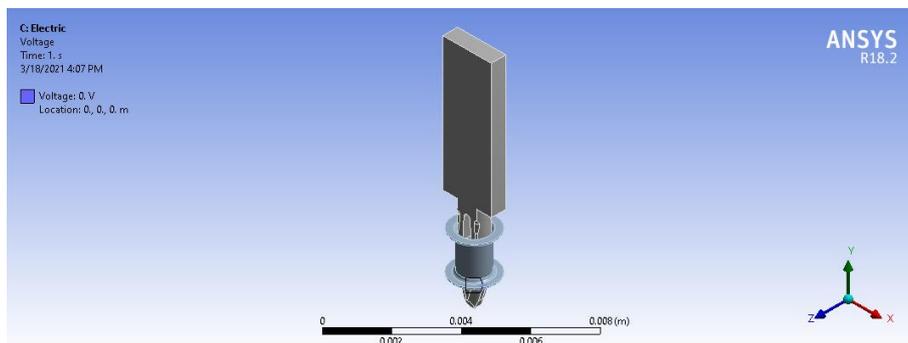


Figura 4.66-Superficie a potenziale elettrico nullo.

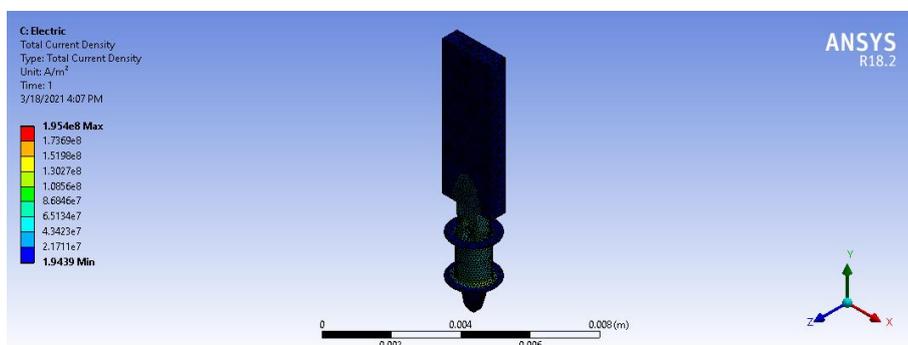


Figura 4.67-Andamento della densità di corrente elettrica.

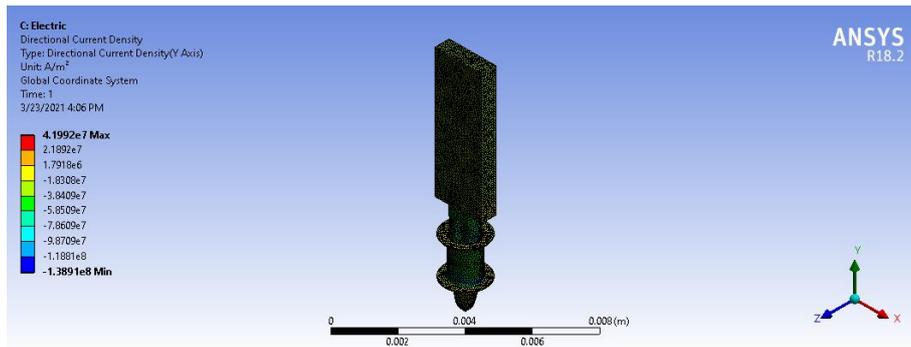


Figura 4.68-Andamento della densità di corrente elettrica in direzione "Y".

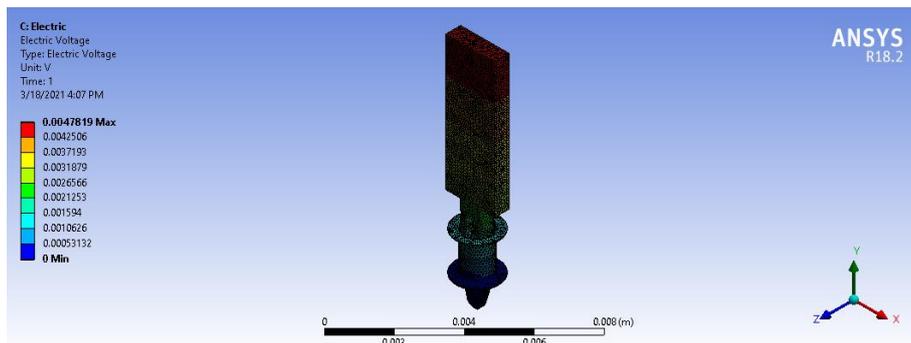


Figura 4.69-Andamento del potenziale elettrico.

Conoscendo il valore della corrente fornito sulla superficie superiore del pin e il valore della tensione letto sulla stessa zona si ottiene un valore di resistenza totale nel seguente modo.

Come verifica si legge il valore della densità di corrente normale J_n sulla superficie superiore.

$$I = \int_A J \hat{n} dA$$

Che nel nostro caso risulta essere:

$$I = J_n A$$

$$R = \frac{V}{I}$$

Essendo $V = 4,7819 \cdot 10^{-3} V$, $I = 25 A$ e $J = 2,1207 \cdot 10^7 A/m^2$ sulla superficie superiore che vale $A = 1,1788 mm^2$, troviamo che $R = 0,19 m\Omega$.

Pin 0,8 mm “revisione0”:

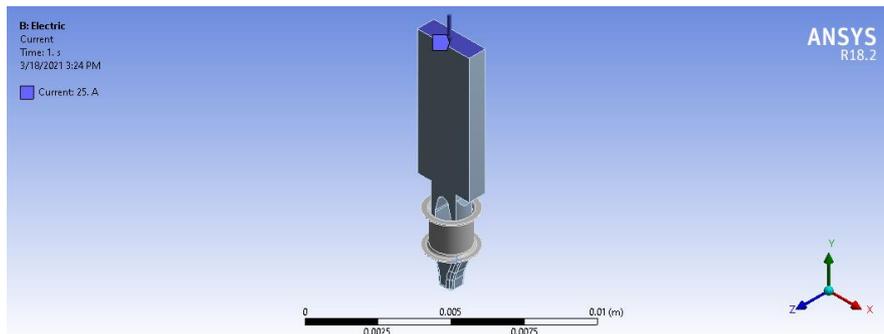


Figura 4.70-Superficie su cui viene applicata la corrente.

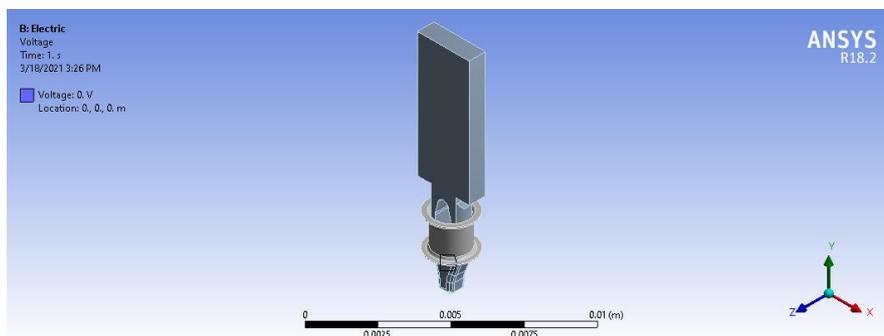


Figura 4.71-Superficie a potenziale elettrico nullo.

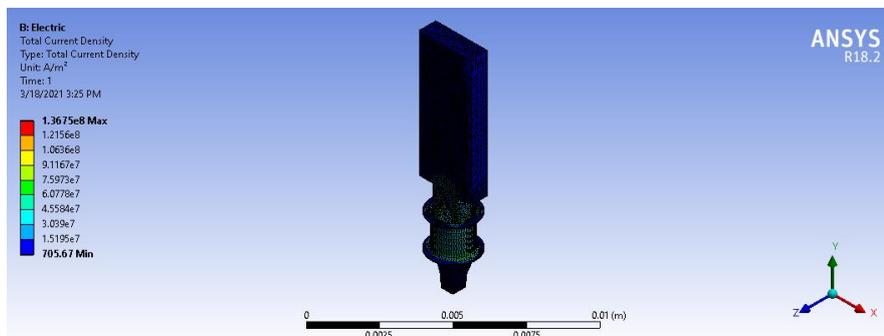


Figura 4.72-Andamento della densità di corrente elettrica.

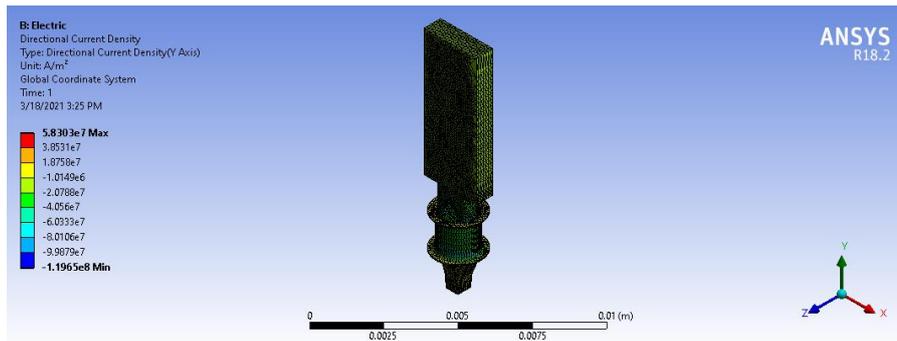


Figura 4.73-Andamento della densità di corrente elettrica in direzione "Y".

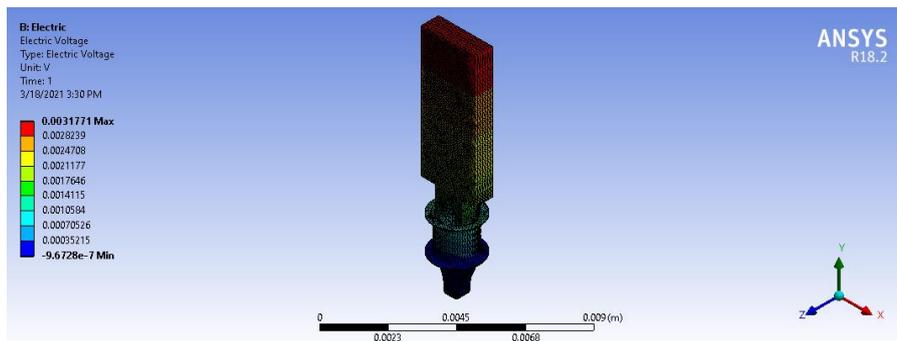


Figura 4.74-Andamento del potenziale elettrico.

Essendo $V = 3,1771 \cdot 10^{-3} V$, $I = 25 A$ e $J = 1,25 \cdot 10^7 A/m^2$ sulla superficie superiore che vale $A = 2 mm^2$, troviamo che $R = 0,12 m\Omega$. Dal confronto delle analisi risulta scontato il fatto che sul pin più grande, ovvero quello a sezione maggiore, la resistenza risulta minore.

$$R_m = \int_{\Delta L} \frac{\rho(l)dl}{A(l)}$$

I valori trovati sono vicini ai risultati che si ricavano da test elettrici su componenti tranciati costituenti alcuni commutatori presenti in azienda, infatti il valore di $25 A$ deriva dal valore massimo di corrente assorbita dal motore di una ventola per il condizionamento alimentata attraverso un commutatore.

4.3.5. Analisi forza di estrazione

L'analisi della forza di estrazione è un'analisi puramente teorica che deriva da semplici calcoli matematici svolti sui dati ricavati dalle analisi precedenti. Non è infatti risultato possibile simulare l'operazione di estrazione in successione a quella di inserimento.

Una seconda strada potrebbe essere quella di creare un modello simile a quello deformato derivante dall'analisi dell'inserimento e poi creare un contatto sul quale applicare una forza normale alla superficie e un coefficiente di attrito, ma questo genere di analisi porterebbe agli stessi risultati forniti dalla risoluzione matematica del problema fisico dell'attrito.

Ricavato quindi il valore della forza di contatto e trovato un valore di coefficiente di attrito dinamico nel contatto ottone-rame si è calcolato il valore della forza di estrazione per ognuno dei due casi di spessore del pin attraverso la seguente formula:

$$F_{est} = 2\mu_d F_{cont}$$

Dove il coefficiente 2 deriva dal numero delle zone in cui avviene il contatto, mentre $\mu_d = 0,16$ deriva dalla letteratura e da una successiva verifica sperimentale.

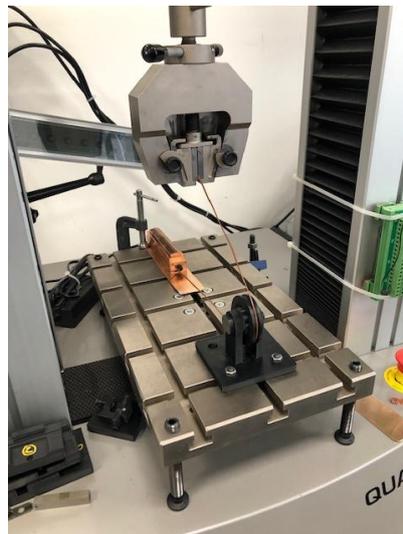


Figura 4.75-Attrezzatura per verifica coefficiente di attrito.

In questa analisi non è stato comunque possibile tenere conto dell'effetto termico, sempre se presente.

Come al solito i casi sono suddivisi in funzione del tipo di pin e per il materiale realizzato.

Per i press-fit “revisione0”:

Caso di spessore 0,6 mm con $\sigma_{yield} = 360 MPa$ e $R_m = 520 MPa$:

- $F_{cont} = 72 N$
- $F_{est} = 23 N$

Per quello di spessore 0,6 mm con $\sigma_{yield} = 460 MPa$ e $R_m = 590 MPa$:

- $F_{cont} = 90 N$
- $F_{est} = 29 N$

Per il caso di spessore 0,8 mm con $\sigma_{yield} = 360 MPa$ e $R_m = 520 MPa$:

- $F_{cont} = 149 N$
- $F_{est} = 47 N$

Per quello di spessore 0,8 mm con $\sigma_{yield} = 460 MPa$ e $R_m = 590 MPa$:

- $F_{cont} = 176 N$
- $F_{est} = 56 N$

Per i press-fit “revisione1”:

Caso di spessore 0,6 mm con $\sigma_{yield} = 360 MPa$ e $R_m = 520 MPa$:

- $F_{cont} = 110 N$
- $F_{est} = 35 N$

Per quello di spessore 0,6 mm con $\sigma_{yield} = 460 MPa$ e $R_m = 590 MPa$:

- $F_{cont} = 130 N$
- $F_{est} = 42 N$

Per il caso di spessore 0,8 mm con $\sigma_{yield} = 360 MPa$ e $R_m = 520 MPa$:

- $F_{cont} = 160N$
- $F_{est} = 51N$

Per quello di spessore $0,8\text{ mm}$ con $\sigma_{yield} = 460\text{ MPa}$ e $R_m = 590\text{ MPa}$:

- $F_{cont} = 188N$
- $F_{est} = 60N$

Dalla struttura matematica della formula è prevedibile vedere che se aumenta la forza di contatto aumento quella di estrazione, il pin più spesso essendo più robusto, ha valori maggiori di forza rispetto a quello più sottile.

La forza di estrazione ricavata è una sottostima del valore reale per il fatto che si sta utilizzando il coefficiente di attrito dinamico e non quello statico che solitamente risulta maggiore del primo.

Anche questa analisi è poco robusta e totalmente teorica, come già visto nel caso termico, infatti, tutto dipende dal valore reale del coefficiente di attrito.

5. REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO

Il prototipo è il modello originale o il primo esemplare di un manufatto, rispetto a una sequenza di eguali o simili realizzazioni successive. È normalmente costruito in scala 1:1, su di esso verranno effettuati, prove, modifiche e perfezionamenti, fino al prototipo definitivo, ovvero quello che avvierà la produzione.

Il nostro prototipo, il pin, è un prodotto che deriva da una combinazione di lavorazioni meccaniche di tranciatura e coniatura. Queste operazioni avvengono in modo successivo all'interno di uno stampo progressivo montato in una pressa meccanica verticale a manovellismo.

Mista è un'azienda leader nel settore della tranciatura della minuteria meccanica, in particolare di contatti elettrici fatti in rame e/o nelle sue leghe, quindi possiede un importante know-how, tanto da permettersi la progettazione e la realizzazione dello stampo del prototipo

internamente all'azienda, in tempi brevissimi e con un ridotto impiego di risorse e personale.

La criticità più grande riscontrata per questo componente è in assoluto l'asola che si apre all'interno della punta del pin di entrambi gli spessori, essa infatti per dimensioni e forma è al limite della lavorabilità in tranciatura, mentre il resto della forma non ha generato grande preoccupazione.

La creazione dei prototipi ha portato dei costi per l'azienda, i quali possono essere divisi in tre categorie:

- Costi di progettazione;
- Costi delle materie prime;
- Costi delle lavorazioni meccaniche.

I costi di progettazione sono funzione delle ore impiegati dal progettista per la realizzazione del progetto moltiplicate per un valore di costo orario. Lo stesso discorso viene fatto per il costo delle lavorazioni meccaniche. I costi delle materie prime sono invece dovuti al volume di materiale acquistato. Indicativamente sono state impiegate 50 ore per la progettazione ad un prezzo di circa 50 €/ora, 100 ore di lavorazioni meccaniche ad un costo di circa 40 €/ora e circa 1500 € di materia prima per un totale che si aggira attorno ai 10000 €.



Figura 5.1-Stampo montato in pressa.

5.1. Lo stampo di tranciatura

Con il termine stampo di tranciatura si intende l'insieme delle attrezzature e degli utensili atti a creare, attraverso operazioni di tranciatura e coniatura, il pin, partendo da una bobina (coil) di nastro come materia prima.

La tranciatura è un processo di deformazione plastica che si esegue solitamente sulle lamiere, essa consente di ottenere oggetti di forma complessa in tempi brevi e con costi contenuti.

La coniatura è una lavorazione di forgiatura a freddo in stampo chiuso, che permette, attraverso la deformazione plastica di formare un oggetto senza dover creare scarto.

In entrambe le lavorazioni sono presenti degli utensili chiamati matrici e punzoni, lo stampo di trancia è composto da due parti, una fissa e una mobile, solitamente le matrici sono nella parte fissa dello stampo, mentre i punzoni sono in quella mobile.

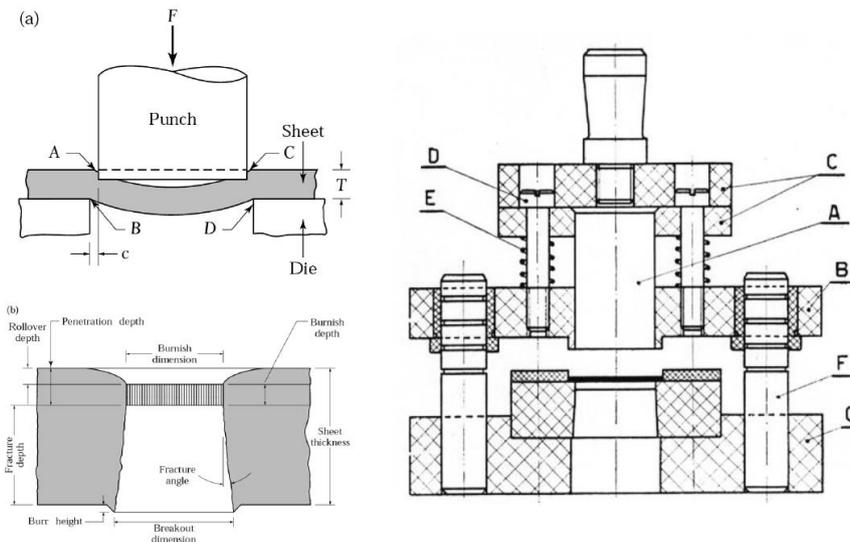


Figura 5.2-Nomenclatura di uno stampo di trancia

Analizzando le varie fasi del processo di tranciatura, prima il punzone si abbassa fino al contatto con la lamiera che in una prima fase si deforma e si inflette iniziando a penetrare nella matrice. Al raggiungimento della tensione di rottura a taglio del materiale, si genera una frattura ed avviene la separazione del materiale.

L'utilizzo di un premilamiera in questa lavorazione evita che la lamiera si infletta verso l'alto e previene la formazione di bordi irregolari e

taglienti. Infine, una volta separato il tranciato, il punzone provvede all'espulsione dello sfrido fino alla zona sformata della matrice, per mezzo di angoli di sformo, dopodiché si ha la caduta libera e raccolta dello scarto.

Tra punzone e matrice, visto che il primo si imbecca e scorre nel secondo, è presente un gioco preciso, che viene calcolato in funzione dello spessore della lamiera da tranciare. Si può verificare che il gioco sia stato calcolato opportunamente se le fratture sul bordo superiore e inferiore della lamiera tranciata si trovano sulla stessa linea, quella che collega lo spigolo del punzone allo spigolo della matrice.

Il processo può essere eseguito su pressa meccanica o idraulica; all'interno di *Mista* sono presenti solo presse meccaniche con forze comprese da 15 a 80 tonnellate.

In questo tipo di presse la forza è fornita da un meccanismo biella manovella che permette il movimento della parte mobile dello stampo in un range di velocità che va dai 60 ai 1000 colpi al minuto.

La forza e il lavoro di tranciatura si calcolano nel modo seguente:

$$F_{tr} = Ls\tau_{max}$$

$$W = F_{tr}k_p s$$

Dove:

- L è il perimetro del bordo tranciato;
- s è lo spessore della lamiera;
- τ_{max} è la resistenza al taglio del materiale;
- k_p è la percentuale di penetrazione.

Un parametro importante all'interno di questo genere di lavorazione è il gioco presente tra matrice e punzone che viene calcolato come:

$$g = (10\% \div 15\%)s$$

Gli stampi sono solitamente oggetti composti da vari elementi, in essi si possono individuare:

- Due basi porta stampo esterne, una fissa e una mobile, sono il telaio portante dello stampo che viene fissato sulla pressa e solitamente sono fatte in acciai meno performanti rispetto al resto dello stampo (C40);

- Tre stampi modulari configurabili, piastra inferiore, superiore e intermedia, realizzate in acciai ad alte prestazioni, temprati e rinvenuti, sono le parti in cui si alloggiano punzoni e matrici;
- Colonne su cui scorrono gli stampi, solitamente comprate di misura e realizzate nello stesso acciaio degli stampi;
- Cuscinetti per ridurre l'attrito tra colonna e boccola nel loro movimento relativo, sono ingrassati per evitare il grippaggio;
- Punzoni, che sono gli oggetti trancianti, fatti in materiali diversi in funzione del materiale da tranciare, si hanno acciai al carbonio, acciai al cromo, acciai rapidi e carburi metallici;
- Matrici, sono solitamente realizzati nello stesso materiale del punzone essendone la controparte che trancia;
- Premilamiera, sono ricavati o fissati sugli stampi con i quali condividono il materiale di cui sono fatti, servono a tenere in posizione la lamiera durante l'operazione di taglio;
- Guide per strisce, sono perni di acciaio che guidano la striscia da tranciare all'interno dello stampo;
- Alzanastri, servono a disincastrare il nastro dopo che quest'ultimo si è centrato nei perni di centraggio durante le operazioni di trancia;
- Molle, vendute e classificate in funzione della rigidità, sono fatte di acciai per molle e servono ad aiutare la pressa nella riapertura dello stampo ed a permettere movimenti relativi tra base e stampo;
- Rulli di alimentazione, servono a far muovere di un passo il lamierino nello stampo quando questo è aperto e sono solitamente fatti di acciaio;
- Distanziali, sono solitamente fatti degli stessi acciai dello stampo e servono ad evitare urti tra le due parti;

Gli stampi di tranciatura sono progressivi, non è infatti possibile ricavare il prodotto finito partendo dal nastro in una sola discesa (colpo) della parte mobile dello stampo, bisogna quindi suddividerlo in sottostazioni che procedono a passi.

Il nastro con cui viene alimentato lo stampo viene acquistato in bobine che vengono montate su appositi svolginastri esterni alle presse.

5.1.1. Descrizione del processo

Il processo di tranciatura progressivo si svolge nel seguente modo.

Si alloggia sullo svolginastro una bobina di lamierino con dimensioni, spessore e larghezza, compatibili con quelle dello stampo. Si imbocca manualmente il lamierino all'interno dello stampo aperto e lo si mette in direzione del primo passo, si chiude lo stampo e si ottiene la prima figura di tranciatura, con i rispettivi fori di centraggio per il passo successivo.

Durante la fase di tranciatura il semistampo mobile si chiude contro quello fisso vincendo la forza delle molle ed appoggiandosi sui distanziali, per evitare di martellare la striscia. Una volta raggiunta la fase di chiusura è il momento di far scendere i punzoni, che tranciano il materiale infilandosi nella loro controparte, le matrici.

Riaperto lo stampo, attraverso il controllo manuale dei rulli, si fa avanzare la striscia di un passo; da questo passo in poi il centraggio della striscia è dato da punzoni di centraggio a punta conica che si andranno ad inserire nei fori precedentemente aperti mentre lo stampo si chiuderà per la seconda volta. Successivamente, sempre manualmente, si avanzerà in modo analogo per tutti i passi successivi fino ad ultimare le lavorazioni sulla striscia.

Solitamente il prodotto finito viene venduto al cliente sottoforma di striscia lavorata perché risulta più facile maneggiarla durante le lavorazioni successive, come ad esempio per i trattamenti superficiali. Lo sfrido viene invece separato e buttato in contenitori apposta esterni alle presse.

Dopo che la striscia è imboccata la pressa funziona in modo automatico ad una determinata velocità di regime e non c'è più bisogno di svolgere operazioni manuali.

Le presse all'interno dell'azienda sono tutte incapsulate in appositi contenitori in grado di aumentarne la sicurezza e di diminuirne la rumorosità, in reparto è infatti possibile lavorare senza l'ausilio di cuffie poiché non viene superata la soglia limite di 83 dB.

5.1.2. Modello 3D dello stampo di trancia

Il modello 3D dello stampo di trancia è stato realizzato dal mio collega progettista di stampi di trancia che vanta un'esperienza pluriennale in questo campo. Lo stampo ha una dimensione di $216 \times 219 \times 246 \text{ mm}$ e si compone di sei sottolavorazioni.

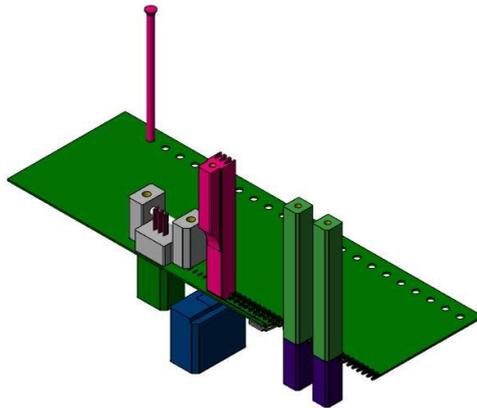


Figura 5.3-Modello 3D striscia con relativi punzoni e matrici.

La prima sottostazione partendo dal lato di ingresso del lamierino è quella che trancia formando il profilo esterno della punta. Il passo del lamierino equivale a tre punte, $2,5 \times 3 = 7,5 \text{ mm}$, ovvero ogni volta che il lamierino avanza e che il primo punzone trancia si evidenziano tre profili esterni.

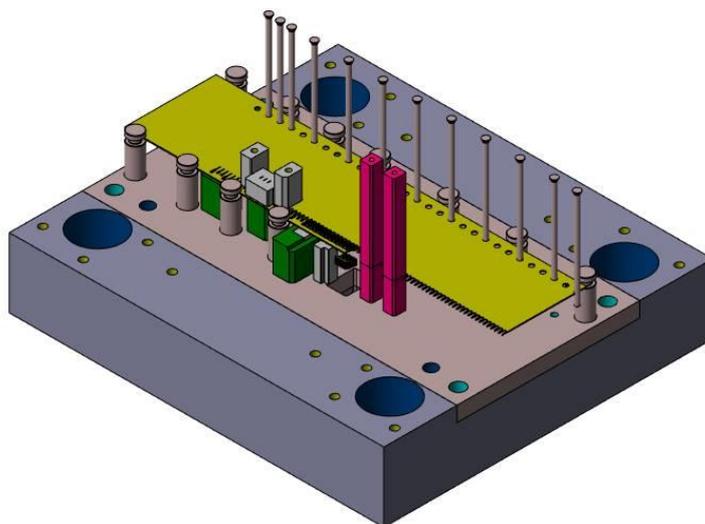


Figura 5.4-Modello 3D parte inferiore dello stampo di trancia per press-fit.

La seconda sottostazione è quella che, attraverso punzoni sagomati, apre le asole all'interno delle punte, anche in questo caso tre per volta. La terza stazione è quella dedicata alla cesoiatura, ovvero quella che separa lo sfrido dalla parte esterna, ma lasciando lo scarto unito alla striscia attraverso un cordone di materiale chiamato carrier. Questo carrier viene poi tranciato da un altro punzone due passi dopo, dalla quarta sottostazione, per essere definitivamente trasformato in sfrido e scartato.

Le due stazioni successive, la cinque e la sei, sono quelle adibite alla raggiatura della punta, si tratta infatti di lavorazioni di coniatura e non più di tranciatura dove, sempre attraverso punzoni e matrici, si dà la forma finale alla punta del press-fit.

Usciti dallo stampo i pin rimangono uniti alla striscia e vengono riavvolti su un avvolginastro pronti per essere spediti a ricevere i trattamenti termici e superficiali successivi.

Lo stampo ha una forma stratificata, nel senso che sono presenti diverse piastre fissate l'una sull'altra che creano i due semi stampi, uno mobile ed uno fisso. Nei semi stampi sono ricavati le guide e i fori di fissaggio; il movimento relativo tra la parte mobile e quella fissa è garantito da boccole che scorrono, limitando l'attrito, sulle colonne.

Il resto dello stampo è composto da: viti di fissaggio, distanziali, guidanastri, punzoni guidapasso, punzone segnapasso, matrici e punzoni di tranciatura.

Lo stampo viene fissato sulla tavola della pressa per mezzo di staffe che tirano sulle due piastre esterne dei semistampi.

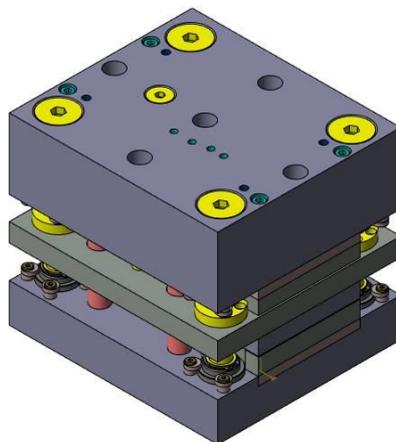


Figura 5.5-Modello 3D stampo di trancia.

5.1.3. Realizzazione dello stampo

Lo stampo di trancia è stato realizzato dall'officina interna dell'azienda. Essa, infatti, dispone di tutti i centri di lavori necessari e indispensabili per la creazione degli stessi, sia di tranciatura che di stampaggio plastico.

Le piastre che compongono i semistampi vengono acquistate già pretagliate di misura da ditte specializzate in questo ambito.

Queste piastre vengono lavorate di fresa su centri di lavoro a più assi per ricavarne fori e guide.

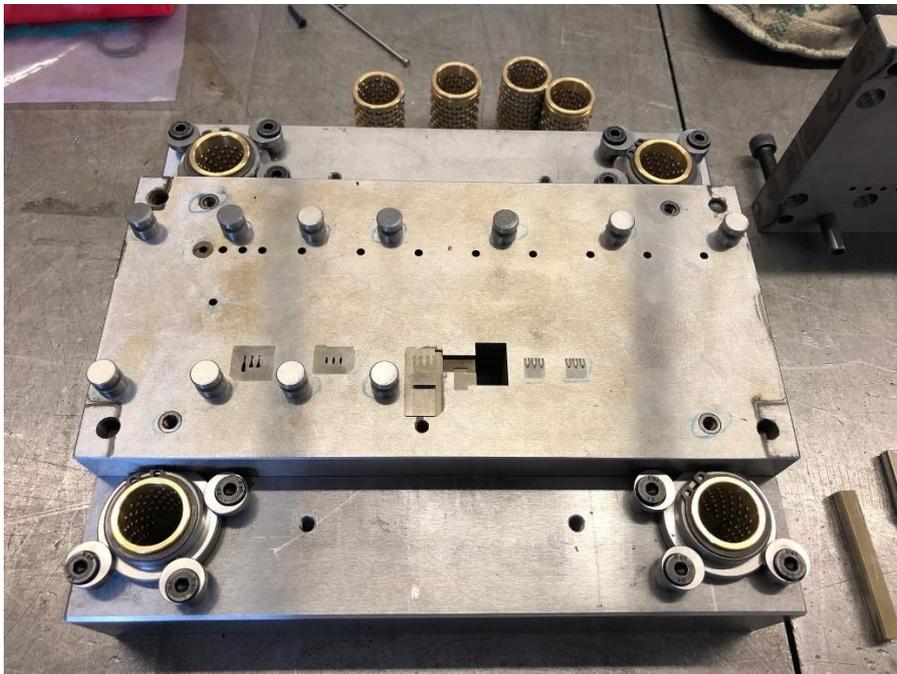


Figura 5.6-Parte inferiore stampo di trancia per press-fit.

Successivamente alcune piastre, quelle più sollecitate, vengono temperate per aumentarne la resistenza all'usura. Viene poi svolta una rettifica sulle piastre temperate per correggere eventuali distorsioni dovute al trattamento ricevuto.

Le matrici e i punzoni che tranciano in modo passante, essendo create da piastre temperate, vengono fatte di elettroerosione a filo, mentre quelli che coniano sono realizzati di elettroerosione a tuffo. I fori di diametro minore di 2 mm vengono realizzati con la foratrice sia nelle piastre temperate che in quelle non temperate.

L'elettroerosione è una lavorazione che utilizza la capacità erosiva delle scariche elettriche, essa è utilizzabile solo su materiali conduttori, essenzialmente i metalli.

Nel caso di elettroerosione a filo l'utensile è un filo conduttore, solitamente di ottone che può avere diversi diametri, in funzione delle esigenze della lavorazione.

Per l'elettroerosione a tuffo, invece, l'elettrodo è fatto di rame e non è standardizzato; viene realizzato con asportazione di truciolo ed ha la forma in negativo del dettaglio che deve realizzare sul particolare.

La foratrice funziona esattamente come l'elettroerosione a tuffo, possiede solo una serie di elettrodi cilindrici che permettono di realizzare fori di qualsiasi misura.

Il limite costruttivo dato da i press-fit sta nella creazione dell'asola centrale, per essere costruita, infatti, esse necessita di dei punzoni di dimensioni finissime, pochi decimi, tali da rendere questa lavorazione molto critica.



Figura 5.7-Punzoni e matrici per formatura della punta.

Una volta ultimati tutti i componenti è il momento dell'assemblaggio dello stampo, le matrici vengono fissate sulle piastre che creeranno il semi stampo fisso, mentre i punzoni e guide in cui gli stessi scorrono verranno montati sulle piastre che formeranno il semi stampo mobile.

Quando lo stampo sarà finito, esso verrà montato su una pressa manuale idraulica, presente in officina, per essere provato, e per creare i primi prototipi da misurare.

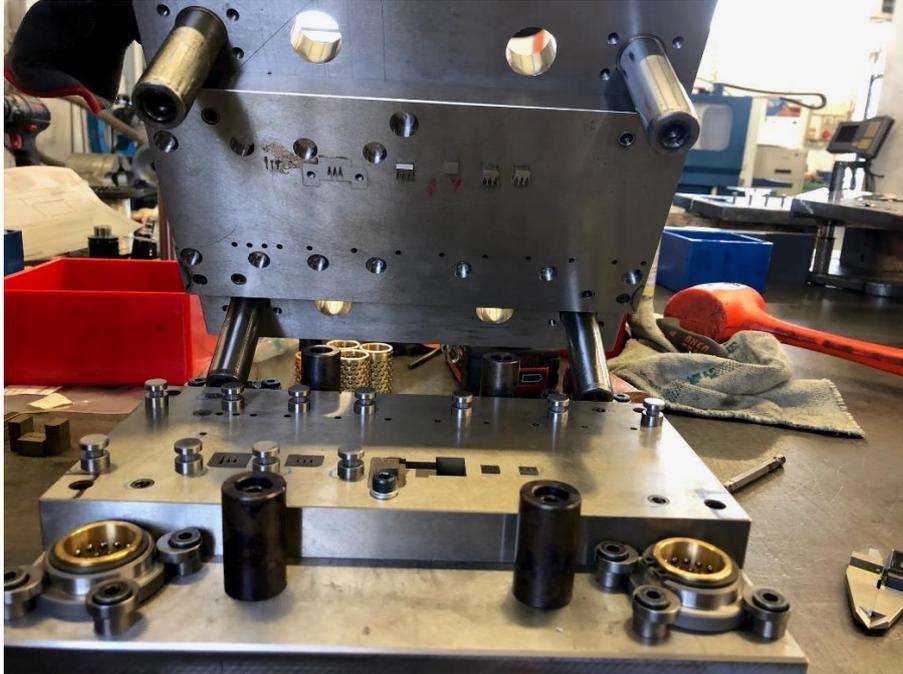


Figura 5.8-Stampo di trancia aperto.

6. ANALISI DEL PROTOTIPO

Il prototipo viene realizzato utilizzando lo stampo di trancia montato su una pressa manuale al fine di osservare e controllare passo-passo il corretto funzionamento dello stesso.

Dalla striscia finita che esce dallo stampo bisogna letteralmente separare i pin tra di loro dal momento che vengono formate solo le punte; per tagliare la striscia semilavorata si utilizza l'elettroerosione a filo.



Figure 6.1 e 6.2-Successione delle lavorazione per ottenere i prototipi.

Una volta ricavati i pin è dunque possibile analizzare realmente ciò che fino ad ora è stato simulato attraverso i software e capire se tutte le approssimazioni e semplificazioni applicate abbiano generato un errore considerevole o trascurabile.



Figura 6.3-Strisce e prototipi.

Per testare la connessione è necessario reperire la controparte del pin, ovvero il circuito stampato con le dimensioni dei fori corrispondenti, ovvero 1 mm di diametro per il pin ricavato dalla striscia di spessore

0,6 mm e 1,45 mm di diametro per quello ricavato dalla striscia di spessore 0,8 mm.

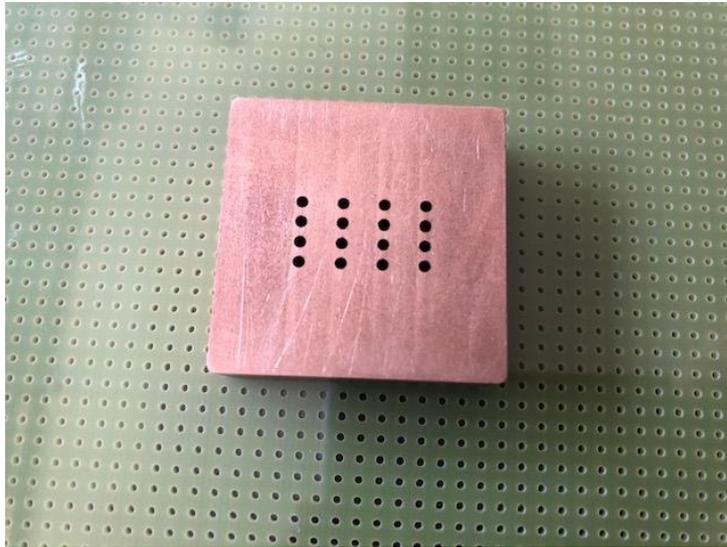


Figura 6.4-Bloccchetto per prove.

I PCB acquistabili sui siti per hobbistica sono provvisti solo di fori di diametro 1 mm, circuiti stampati con fori di diametro 1,45 mm sono tipici del settore automotive, quindi difficili da reperire; per questo motivo è stato necessario disegnare e far realizzare un bloccchetto di prova con 16 fori. Il bloccchetto è fatto completamente in rame dal momento che rame e vetronite hanno valori di stress di snervamento simili.

A causa di ritardi e problemi di gestione è stato possibile realizzare solo un tipo di provino, la “revisione0” di quello ricavato dalla striscia di più tenera di materiale di spessore 0,8 mm.

Una volta separati tra di loro i campioni si trasferisce tutto il materiale su una macchina di prova a trazione presente in azienda, una *Galdabini Quasar 25*.

Attraverso questa macchina è possibile ricavare i valori di forza e spostamento imponendo una velocità di spostamento della traversa costante.

L’analisi termica risulta inutile da svolgere perché non sono presenti in azienda dispositivi in grado di rilevare variazioni termiche di questo genere. Dal momento che l’analisi termica FEM viene svolta semplicemente per verificare la creazione delle microsaldature per attrito, nella realtà l’unico modo per individuarle è attraverso le prove

di microsezione, ovvero prove molto costose che vengono fatte fare da ditte esterne specializzate.

L'ultima prova che viene fatta nella realtà è quella volt-amperometrica, ma in questo caso non viene svolta per confrontare o verificare i valori dell'analisi FEM. Viene svolta per calcolare l'effettiva resistenza creata dall'interfaccia di contatto tra la superficie del foro e quella della punta.

6.1. Pin

Prima di iniziare le prove si parte con un'analisi visiva dell'oggetto attraverso una lente di ingrandimento. Il campione risulta davvero molto piccolo, esso è iscrivibile in un parallelepipedo di dimensioni $25 \times 0,8 \times 2,5 \text{ mm}$.

Il test visivo serve a capire se le lavorazioni di tranciatura e di coniazione sono state conformi con quelle pensate durante la creazione del modello CAD 3D dello stampo. In particolare, attraverso l'individuazione delle discrepanze tra modello 3D e prototipo è possibile risalire alle cause che le hanno generate. Ad esempio, la presenza di bava porta a pensare che il gioco tra punzone e matrice sia fuori tolleranza, oppure un aspetto superficiale con effetto di "strappamento" suggerisce che i punzoni coniatori non stiano lavorando.

Successivamente all'analisi visiva bisogna misurare dimensionalmente l'oggetto attraverso strumenti di misura come, ad esempio, calibro centesimale elettronico e micrometro. Se il pezzo risulta essere all'interno dell'intervallo di tolleranza si può procedere con lo step successivo.

6.1.1. Individuazione della forza di inserimento

Come ben si può immaginare per ricavare il valore della forza di inserimento è sufficiente bloccare il press-fit nelle griffe della macchina di trazione e staffare il blocchetto di prova sulla tavola fissa della macchina, poi scendere con la traversa fino alla posizione finale.

Per poter svolgere la prova è però necessario creare un programma ad hoc nel quale impostare alcuni parametri come velocità di traslazione, forza massima, corsa della traversa e una variabile di fine prova.

Le prove vengono svolte a velocità di traslazione in discesa della traversa costante, $25 \text{ mm}/\text{min}$.

Il valore di velocità inserimento deve essere costante e può variare all'interno di un range riportato da normativa IEC che va da $25 \text{ mm}/\text{min}$ a $50 \text{ mm}/\text{min}$.

Grazie al programma utilizzato per gestire la macchina è possibile ricavare il valore di forza massima raggiunto durante l'inserimento, questo valore verrà dunque salvato e confrontato con quello trovato con le simulazioni.

Una volta inserito il press-fit è conveniente fare una nuova prova visiva sull'oggetto per verificare che gli stress non ne abbiano compromesso la struttura, ovvero che non siano presenti cricche e marcate deformazioni.

I pin utilizzati nelle prove sono realizzati partendo dalla striscia di materiale più tenero spessa $0,8 \text{ mm}$, e hanno la punta del modello identificato dalla "revisione0".

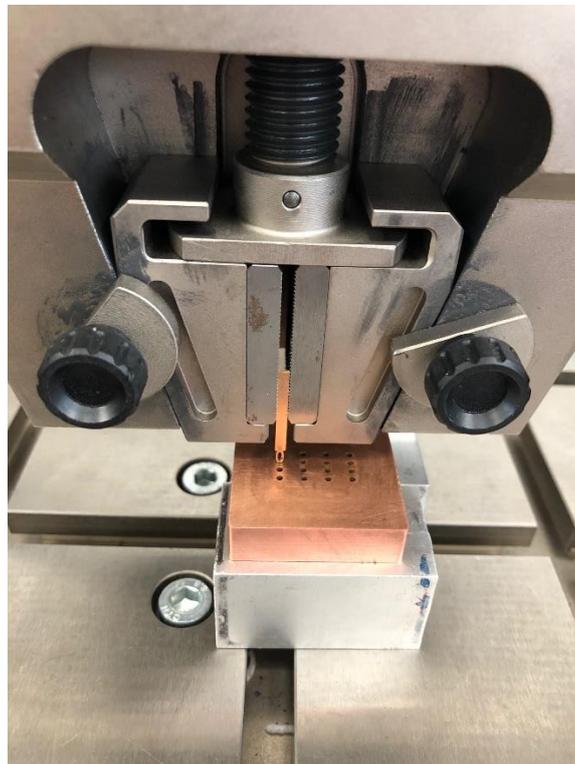


Figura 6.5-Setup prova di inserimento.

Il valore medio calcolato è di 114 *N* per questo genere di prova, risulta dunque nel range indicato dagli altri costruttori di press-fit che fissano il massimo a 180 *N*.

Provino	Forza (N)
1	114
2	113
3	105
4	127
5	109
Media	114

6.1.2. Individuazione forza di estrazione

Ricavare il valore della reale forza di estrazione è utile per comprendere se la connessione possa continuare a resistere in quanto tale alle sollecitazioni esterne provocate dall'ambiente, come ad esempio all'accidentale tiraggio del cavo connesso al pin durante le fasi di assemblaggio del PCB nel suo alloggiamento.

La prova di estrazione è simile a quella di inserimento, il pin è bloccato nelle griffe e il blocchetto è staffato sulla tavola della macchina, la traversa in questo caso si muove in senso contrario per estrarre il press-fit dal PCB.



Figura 6.6-Setup prova di estrazione.

Anche per questa prova è necessario creare un programma ad hoc nel quale impostare gli stessi parametri della prova precedente. Il valore di velocità di traslazione della traversa non deve essere superiore a $12 \text{ mm}/\text{min}$, come riportato dalla normativa IEC, viene dunque impostato un valore di $10 \text{ mm}/\text{min}$.

Viene registrato il valore massimo di forza sul programma dalla macchina, esso risulta essere quello di primo distacco, come previsto dalla teoria, ovvero quello dettato dal coefficiente di attrito statico e non quello dinamico.

Il valore medio è di 24 N ; tale valore non risulta essere in linea con quelli riportati nelle schede tecniche degli altri costruttori di press-fit, i quali impongono come 60 N il valore di soglia minimo.

Provino	Forza (N)
1	22
2	23
3	25
4	30
5	22
Media	24

6.1.3. Analisi elettrica della connessione

L'analisi elettrica della connessione si svolge con un test volt-amperometrico atto a individuare il valore della resistenza elettrica delle due superfici forzate a contatto. Essendo il pin e il foro metallico composti da materiali considerati ottimi conduttori, come bronzo e rame, si può pensare di trascurare la resistenza di massa attribuendo l'intera resistenza misurata dalla prova alla resistenza di contatto.

Il valore di resistenza potrebbe essere trovato anche attraverso uno strumento apposito per questo genere di misurazioni chiamato ohmetro, ma l'utilizzo del metodo volt-amperometrico porta a risultati più precisi.

Il metodo consiste nel collegare in serie alla resistenza un amperometro, e in parallelo alla resistenza, a valle dell'amperometro, un voltmetro, successivamente si alimenta il circuito con una corrente costante. È una misura indiretta perché attraverso i valori di tensione e corrente forniti dagli strumenti si ricava il valore di resistenza applicando la legge di Ohm.

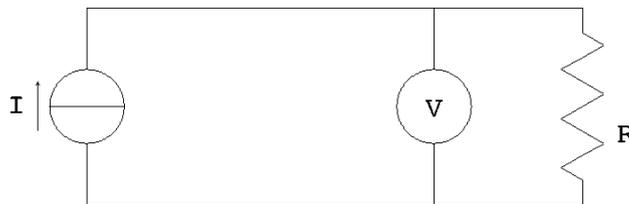


Figura 6.7-Schema del circuito elettrico di prova.

Nel nostro caso specifico ci collegheremo al corpo del pin e in un punto casuale del blocchetto di prova al fine di simulare al meglio il caso reale. Il test viene svolto nel laboratorio dell'azienda a temperatura e umidità controllate; viene fatta circolare corrente nella connessione e in parallelo alla connessione viene collegato un voltmetro (settato sui mV). Attraverso la lettura della tensione e della corrente si ricava il valore della resistenza.

$$R = \frac{V}{I}$$

V (mV)	I (A)	R (mΩ)
16,1	15	1,02
14,6	15	1,07
15,3	15	0,97

Il valore medio di resistenza è $1,02 \text{ m}\Omega$ e risulta superiore a quello limite riportato nella normativa IEC, la quale impone che la resistenza di contatto della connessione sia inferiore a $0,5 \text{ m}\Omega$ per un singolo pin. Il valore ricavato nelle simulazione FEM elettriche risulta di molto inferiore a quello ricavato in questa prova.



Figure 6.9 e 6.9-Setup prova elettrica.

7. MODELLO FEM E PROTOTIPO

In questo capitolo proveremo finalmente a confrontare i risultati ottenuti dalle analisi FEM con quelli misurati nelle prove reali.

La comparazione verrà svolta solo per quanto riguarda i valori di forza di inserimento e di quelli di estrazione dal momento che l'analisi termica reale non viene svolta e quelle elettriche non individuano un valore comparabile. Un confronto visivo a grandi linee per quanto riguarda la deformazione e gli stress può essere fatto nel caso di rotture visibili e deformazioni apprezzabili sui pezzi.

La possibilità che avvenga la rottura del pezzo non è trascurabile, se questo succede è necessario implementare il modello, per farlo si hanno due strade percorribili, o ripartire dalla geometria iniziale e diminuire la dimensione della punta, diminuendo così l'interferenza con il foro, oppure sostituire il materiale con uno a più alte prestazioni. Nel caso dell'analisi FEM iniziale è già stata presa in considerazione la modifica dell'asola centrale al fine di allontanarsi della situazione più critica, ma solo attraverso un confronto con la realtà si può verificare se la strada percorsa sia quella giusta. I confronti si svolgeranno solo sui provini di spessore $0,8\text{ mm}$ identificati con la dicitura "revisione0" dal momento che solo in caso di fallimento sarà necessario modificare lo stampo attraverso la sostituzione di punzoni e matrici. Il materiale utilizzato è quello più tenero: $CuSn6$, $\sigma_y = 360\text{ MPa}$, $R_m = 520\text{ MPa}$.

7.1. Analisi e confronto dei risultati

I due tipi di analisi, FEM e sperimentale, portano a risultati simili.

Forza di inserimento press-fit "revisione0" spessore $0,8\text{ mm}$ in $CuSn6$ con $\sigma_y = 360\text{ MPa}$ e $R_m = 520\text{ MPa}$.

FEM	Sperimentali
78 N	114 N

I valori di forza derivanti dalle prove dei prototipi risultano maggiori di quelli simulati, la causa è probabilmente dovuta ad alcuni errori e semplificazioni commesse in sede FEM. L'errata modellazione del comportamento elasto-plastico del bronzo, la sottostima del coefficiente di attrito, le tolleranze di lavorazione e l'incrudimento del materiale durante la tranciatura possono aver generato la differenza tra i due valori. Tale differenza risulta essere marcata.

Il valore di forza di estrazione risulta essere, invece, minore di quello trovato nelle simulazioni FEM.

Forza di estrazione press-fit "revisione0" spessore $0,8\text{ mm}$ in $CuSn6$ con $\sigma_y = 360\text{ MPa}$ e $R_m = 520\text{ MPa}$.

FEM	Sperimentali
47 N	24 N

Il valore della forza di estrazione media è circa la metà di quello trovato nelle simulazioni. Il motivo principale di questa discrepanza è dovuto probabilmente al fatto che il pin si deforma plasticamente più di quanto simulato. Dall'analisi visiva si nota che l'asola della punta risulta essersi assottigliata, il comportamento elasto-plastico supposto in ambito FEM non risulta, dunque, descrivere quello reale.



Figura 7.1-Prototipi deformati plasticamente.

La deformazione plastica è così marcata che sarà necessario applicare delle modifiche al pin al fine di renderlo più resistente; in primo luogo, si proverà a cambiare il materiale della striscia utilizzando quello più performante. Se il problema continuerà a persistere sarà necessario modificare la forma della punta, irrobustendola. I modelli identificati con la dicitura “revisione1” sono un’anticipazione di questa soluzione.

8. CONCLUSIONI

In questo capitolo sono raccolti tutti i risultati derivanti dalle analisi FEM sui quali si faranno alcune considerazioni.

Partendo dall'analisi degli stress derivanti dall'inserimento del pin nel foro si può notare come la variazione della geometria attraverso la revisione della forma della punta possa portare a dei benefici nel caso di spessore maggiore, $0,8\text{ mm}$, mentre porta sicuramente a risultati peggiori nel caso del pin a spessore minore, $0,6\text{ mm}$. La modifica viene fatta perché non comporta alterazioni della forma esterna della punta, ma solo dell'asola interna, quindi risulta necessario semplicemente sostituire un punzone di trancia all'interno dello stampo per ottenere la "revisione1".

Non vengono scartate le analisi più critiche perché è molto probabile che la concomitanza di errori dovuti alla linearizzazione del comportamento plastico del materiale possa in qualche modo sovrastimare i valori di stress. In aggiunta a ciò, le leggi utilizzate per ottenere una curva sforzo-deformazione completa, ovvero nella quale compare sia il comportamento elastico che quello plastico, sono calcolate attraverso coefficienti non del materiale oggetto di studio che è un bronzo, ma su un ottone.

Queste analisi critiche meritano dunque un confronto con le analisi reali, sia per quanto riguarda il comportamento elasto-plastico, sia più nello specifico nel ricavare i valori delle forze di inserimento.

I valori della forza di inserimento vengono ricavati dalle stesse simulazioni degli stress, ma sono legati alle forze di contatto attraverso il coefficiente di attrito μ , infatti imporlo ad un valore casuale, o a zero porta agli stessi risultati in termini di sollecitazioni. Il valore della forza è quindi dipendente dal valore di μ scelto nelle analisi, ed essendo quest'ultimo stimato perché non presente in letteratura né un valore per il contatto stagno-stagno, né uno per il contatto rame-bronzo, porta ad avere risultati poco robusti ed analisi labili.

In prima approssimazione si è preso come valore del coefficiente di attrito dinamico quello del contatto tra rame e ottone, poi per controprova lo si è cercato di ricavare attraverso un esperimento sulla macchina di trazione; i risultati non si discostano di molto.

I valori di forza di inserimento ricavati dall'analisi FEM sono in linea con i valori trovati in alcune brochure di marche concorrenti, devono però essere confrontati con i valori ricavati dalle prove di inserimento reali.

Per quanto riguarda l'analisi termica si può in assoluto dire che risulta essere quella più teorica. A differenza della precedente dove l'unico valore stimato su cui non si ha totale certezza risulta essere quello del tangential modulus, qui le approssimazioni fatte sono invece molteplici. La prima in assoluto è dovuta al fatto che si ricava un valore di calore derivante dal lavoro per vincere le forze di attrito ottenuto per mezzo di un bilancio energetico. In seconda battuta il programma richiede un valore di flusso per unità di superficie, mentre dai calcoli svolti si ricava un calore, di conseguenza risulta necessario stimare la dimensione di una superficie di contatto e cosa ancora più difficile stimare un tempo di inserimento. L'area viene calcolata attraverso il programma CAD 3D supponendo quali saranno le superfici che andranno a contatto per effetto della deformazione, mentre il tempo viene calcolato dividendo lo spessore del PCB per la velocità della traversa della macchina per la prova di trazione.

Ricordiamo però che il calore deriva dal lavoro delle forze di attrito, dipendenti anche in questo caso dal valore del coefficiente di attrito, di conseguenza anche questa analisi, come parte della precedente, risulta tanto più realistica quanto più sia veritiero il valore del coefficiente μ . Ricavato il flusso termico e fornito al pin, dall'analisi si vuole verificare se la temperatura raggiunta è tale da far creare delle microsaldature per attrito negli strati di stagno, i risultati però smentiscono questa ipotesi, in nessuno delle analisi svolte la temperatura si avvicina a quella di fusione dello stagno.

Si possono fare delle considerazioni in merito a questi risultati, il principio su cui si basa la formazione delle microsaldature per attrito è dovuto alla pressione di contatto e alla finitura superficiale del pezzo, il calore risulta così localizzato e istantaneo da non riuscire ad essere calcolato ed analizzato da un software di simulazione. L'analisi FEM esclude la formazione di microsaldature, mentre la realtà no, l'unico modo per poter capire la formazione o meno di questo fenomeno risulta essere attraverso le prove di microsezione longitudinale e traversa.

L'analisi elettrica, che risulta essere l'unica analisi svolta con un altro software di simulazione, porta a risultati in qualche modo scontati.

Anche in questo caso vengono utilizzate delle semplificazioni; non si impone la forza con cui le superfici sono a contatto, si analizzano solo le zone all'interno della punta che generano più resistenza al passaggio di corrente. Tutto dipende dunque dall'area delle sezioni della punta del pin. Nella realtà ciò che serve è trovare il valore della resistenza dalla zona di contatto, essendo l'interfaccia tra punta e foro una discontinuità. Per fare ciò basterebbe una misura volt-amperometrica della connessione, essendo entrambi i materiali che la creano ottimi conduttori la resistenza calcolata dalla misura risulta essere del tutto imputabile all'interfaccia di contatto. Questa misura è l'unica che tiene conto della forza di contatto tra le superfici, impossibile da simulare in ambito FEM.

L'ultima analisi svolta che risulta invece essere più un semplice calcolo matematico è quello della forza di estrazione. Attraverso i risultati dell'analisi dello spostamento si è ricavata la forza di contatto agente all'interfaccia, e attraverso la semplice fisicità del problema dell'attrito si è trovato il valore della forza di estrazione.

Il valore della forza viene calcolata utilizzando il coefficiente di attrito dinamico e non quello statico, non tenendo conto della possibile comparsa delle microsaldature, quindi, teoricamente, lo si sottostima. Per un confronto reale basta provare ad estrarre il pin con la macchina di trazione utilizzando una velocità di estrazione sufficientemente bassa, il valore massimo, che è quello di primo distacco, risulta essere il valore massimo della forza di estrazione.

Le prove sperimentali solo in parte verificano e confermano i risultati simulati dalle analisi FEM; per mezzo del confronto dei risultati delle uniche due prove comparabili è possibile comprendere che gli errori commessi non sono trascurabili. Tutte le semplificazioni del caso hanno portato a valori simili per il caso dell'inserimento, distanti invece per quello dell'estrazione. Il valore di forza di estrazione risulta troppo basso se confrontato con quelli di altri press-fit presenti sul mercato. La deformazione plastica residua presente sulla punta è eccessiva ed è la causa della ridotta resistenza meccanica della connessione; servirebbe convertire quanta più deformazione plastica possibile in deformazione elastica per risolvere questo problema.

La soluzione più semplice che verrà applicata nella continuazione futura dello studio sarà quella di realizzare gli stessi pin utilizzando il materiale più performante. In prima battuta questo porterà probabilmente ad un aumento dei valori di forza di inserimento e di estrazione, ma non sicuramente ad una diminuzione della deformazione plastica residua. Se ciò dovesse accadere sarà necessario intervenire sulla geometria della punta, in modo da renderla più rigida e robusta. Il passo successivo sarà, una volta ottenuti risultati soddisfacenti, quello di continuare sulla strada delle prove, questa volta seguendo la normativa IEC, cercando di ottenere, anche apportando modifiche successive, prodotti conformi in grado di essere immessi sul mercato per qualsiasi tipo di applicazione. La prova elettrica sperimentale, svolta come in precedenza, risulta anticipare quella della normativa, infatti il confronto delle resistenze elettriche viene fatto con il valore massimo riportato sulla IEC.

Ringraziamenti

A conclusione di questo elaborato desidero ringraziare persone ed enti che ne hanno permesso la realizzazione.

In primis ci tenevo a dimostrare la mia gratitudine al Professore Salmi Alessandro che è stato un faro per me in questo buio periodo di emergenza COVID sia per il fatto che ha accettato di essere il mio tutor accademico durante il tirocinio e sia perché si è fatto carico di essere il relatore di questo elaborato.

Vorrei inoltre ringraziare l'azienda Mista S.p.a. per la fiducia dimostrata, per il fatto di avermi preso come tirocinante, di avermi fornito un valido argomento sul quale scrivere un tesi e per avermi reso un giovane e valido lavoratore; un grazie particolare va al mio capo, l'ingegnere Simone Bigaran, al general manager e ingegnere Luigi Costa, al capoufficio Bruno, al progettista Mauro, all'ingegnere specializzato in FEM Toseef, al tecnologo Manuele, a Giancarlo, a Giorgio, a Davide, a Jessica, a Nabil, a Roberto e a tutti i miei colleghi che mi hanno sostenuto ed aiutato in questa esperienza.

Ringrazio la mia famiglia, che in quanto tale, mi ha sostenuto in questo lungo, tormentato e difficile percorso, motivandomi, ricordandomi il motivo per cui lo facessi e sponsorizzando questi sei infiniti anni di università.

Un grazie di cuore alla mia fidanzata Greta che mi ha aiutato in qualsiasi modo in questa mia complicata avventura, tenendomi compagnia sia dentro che fuori dall'ateneo, non permettendo di abbattermi mai e trovando sempre il modo di strapparmi un sorriso.

Infine, volevo ringraziare i miei amici e le mie amiche che, in modi diversi, sono stati fondamentali al raggiungimento di questo grande obiettivo.

Un nuovo capitolo della mia vita si apre mentre uno vecchio si chiude, spero che questo possa essere l'inizio di una grande, lunga e gratificante carriera professionale.

Bibliografia

- [1] A. Gugliotta, “*Elementi finiti*”, Otto editore
- [2] TE Connectivity, “*Press-fit Technology*”.
- [3] L. Dello Iacovo, “*Analisi F.E.M su accoppiamenti scanalati: Tilting Moment e Friction Moment*”, tesi di laurea, Politecnico di Torino 2020.
- [4] R. Holm, “*Electrical contacts: Theory and Application*”, Paperback 2010.
- [5] M. Goelke, “*Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis using OptiStruct*”, Altair University 2018.
- [6] M. Goelke, “*Learn Thermal Analysis with Altair OptiStruct*”, Altair University 2019.
- [7] Pubblicazione IEC 60352-5, “*Solderless connections -Part 5: Press-in connections -General requirements, test methods and practical guidance*”, 2020
- [8] Magneti Marelli, “*Printed Circuit Board -General Requirements and Specification*”.