UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Corso di Laurea Magistrale in

Ingegneria Meccanica

"Progettazione di un sistema di tranciatura e piegatura di alette per celle batterie automobilistiche"

"Design of a cutting and bending system for automotive's battery cells"

Relatore

Marco Rossi

Studente

Fabrizio Barone

Correlatore

Gianluca Chiappini

Matricola

S1091901

A.A. 2020/2021

Indice

Capitolo 1 - Stato dell'arte 3

1.1 Celle, moduli e pacchi batterie 3

1.1.1 Caratteristiche dei Tab 6

1.1.2 Layout della linea di assemblaggio 7

1.2 Tranciatura tradizionale delle lamiere 9

1.2.1 Tranciatura a taglio rettilineo 10

1.2.2 Tranciatura a perimetro chiuso 14

1.3 Piegatura tradizionale delle lamiere 16

1.3.1 Piegatura a lamiera ferma 17

1.3.2 Piegatura con lamiera in movimento 19

1.3.3 Ritorno elastico e forza di piegatura 21

1.4 Simulazione agli elementi finiti con Ansys 24

Capitolo 2 - Sistema di tranciatura 27

2.1 Coltello e premilamiera 28

2.2 Matrice di sopporto per il taglio 33

2.3 Sistema di guida 35

2.4 Sistema di azionamento 38

Capitolo 3 - Sistema di piegatura 40

3.1 Distinta componenti 41

3.2 Meccanismo di deformazione 45

3.2.1 Ruolo del tamburo rotante all'interno della matrice 46

3.3 Ritorno elastico e forze di piegatura 47

Capitolo 4 - Sistemi di movimentazione.....50

4.1 Sistema di rotazione 52
4.2 Traslazione lungo Z 53
4.3 Traslazione lungo X 58
4.4 Traslazione lungo Y 59
4.5 Intelaiatura e carter di protezione..... 63

Capitolo 5 - Risultati.....68

5.1 Risultati Tranciatura 68
5.2 Flessione delle colonne di guida del sistema tranciante..... 75
5.3 Piegatura 78
5.3.1 Prova di trazione..... 80

Indice delle Figure

Figura 1:Rappresentazione di celle batterie pouch (a sinistra), prismatica (al centro) e cilindrica (a destra). 3

Figura 2:Schema di una cella pouch (1) che impilata in serie forma un modulo (2), la composizione di più moduli (3) costituiscono una la batteria per auto elettriche (4). 4

Figura 3:Schema interno di una cella formato pouch. 5

Figura 4: Rappresentazione di un modulo di una batteria BEV all'interno del quale si osservano le celle pouch. 5

Figura 5:Esempio di layout di linea con macchinari contrapposti nella medesima stazione. 8

Figura 6: Tipologia di tranciatura: sulla sinistra tranciatura a perimetro aperto, sulla destra punzonatura. 9

Figura 7: Rappresentazione linea di frattura sulla lamiera. 10

Figura 8: Tranciatura a perimetro aperto. 11

Figura 9: Raffigurazione gioco matrice-punzone corretto. 12

Figura 10: Raffigurazione gioco matrice-punzone insufficiente. 12

Figura 11: Raffigurazione gioco matrice-punzone elevato. 12

Figura 12:Distinzione tra coltello parallelo e coltello inclinato. 14

Figura 13:Rappresentazione schematica della tranciatura a perimetro chiuso. 15

Figura 14: Tipologie di piegatura a lamiera ferma. 17

Figura 15: Raffigurazione raggio minimo e raggio massimo di piegatura. 18

Figura 16:Deformazione asse neutro. 19

Figura 17: Rappresentazione profilatura mediante rulli. 20

Figura 18:Piegatura di una lamiera. 21

Figura 19: Ritorno elastico della lamiera. 22

Figura 20:Schema statico forza piegatura. 23

Figura 21:Rappresentazione 3D del sistema di tranciatura. 27

Figura 22: Rappresentazione del premilamiera e del suo fissaggio. 29

Figura 23: Molla per stampi utilizzata nel sistema di tranciatura. 31

Figura 24: Rappresentazione della disposizione delle molle. 32

Figura 25: Rappresentazione della matrice di supporto alla tranciatura. 33

Figura 26:Rappresentazione sistema di evacuazione dello scarto di tranciatura. 34

Figura 27:Rappresentazione 3D del meccanismo tranciante. 35

Figura 28: Bussola di guida con flangia e supporto per gabbia della Fibro. 36

Figura 29: Intensificatore della TOX X-ES. 38

Figura 30: Quotatura cilindro di azionamento HZL. 39

Figura 31:Dimensioni cilindro di azionamento HZL. 39

Figura 32:Sistema di piegatura. 40

Figura 33:Colonne di guida coniche con fissaggio a collare intermedio della Fibro. 42

Figura 34:Rappresentazione semplificata del sistema di piegatura. 43

Figura 35:Esempi di utensili per effettuare piegature rotanti della READY. 44

Figura 36: Sezioni del cilindro pneumatico Festo Basic Type. 44

Figura 37: Visualizzazione schematica sistema di piegatura. 45

Figura 38:Sequenza della piegatura rotante..... 47

Figura 39:Valutazione del ritorno elastico di una barretta di rame elettrico. 49

Figura 40:Rappresentazione intera del macchinario. 50

Figura 41: Rappresentazione meccanismo di rotazione. 52

Figura 42:Rappresentazione del meccanismo di rotazione (2)..... 53

Figura 43:Rappresentazione sistema di traslazione lungo z (1). 54

Figura 44:Vite BASA 20x7 T7 FEM-E-B..... 55

Figura 45: Rappresentazione sistema di traslazione lungo asse z (2)..... 56

Figura 46:Rappresentazione sistema di traslazione lungo asse z (3)..... 57

Figura 47:Rappresentazione sistema di traslazione lungo asse z (4)..... 57

Figura 48: Rappresentazione sistema di traslazione lungo x (1). 58

Figura 49:Rappresentazione sistema di traslazione lungo x (2). 58

Figura 50:Rappresentazione sistema di traslazione lungo x (3). 59

Figura 51:Rappresentazione sistema di traslazione verticale (1). 60

Figura 52:Rappresentazione cilindro elettromeccanico EMC accoppiato a motore elettrico MS2N..... 61

Figura 53:Rappresentazione sistema frenante. 62

Figura 54:Rappresentazione sistema di traslazione verticale (2). 62

Figura 55:Rappresentazione intelaiatura (1)..... 63

Figura 56:Rappresentazione carter sistemi di tranciatura e piegatura. 65

Figura 57:Rappresentazione carter sistemi di tranciatura e piegatura (2). 65

Figura 58:Rappresentazione carter sistemi di traslazione (1). 66

Figura 59:Rappresentazione carter sistemi di traslazione (2). 67

Figura 60:Render macchinario. 67

Figura 61:Rappresentazione lama-lamiera-matrice. 69

Figura 62:Parametri di settaggio considerati (1) 69

Figura 63:Parametri di settaggio considerati (2). 69

Figura 64:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 4° e raggio di raccordo di R=0,01mm... 70

Figura 65:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 2° e raggio di raccordo di R=0,01mm... 71

Figura 66:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 3° e raggio di raccordo di R=0,01mm... 71

Figura 67:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 3° e raggio di raccordo di R=0,005mm. 72

Figura 68:Verifica forza di tranciatura tramite Ansys. 73

Figura 69: Sequenza esecuzione tranciatura (1). 73

Figura 70:Sequenza esecuzione tranciatura (2). 73

Figura 71:Sequenza esecuzione tranciatura (3). 74

Figura 72:Sequenza esecuzione tranciatura (4). 74

Figura 73:Sequenza esecuzione tranciatura (5). 74

Figura 74:Sequenza esecuzione tranciatura (6). 74

Figura 75: Sequenza esecuzione tranciatura (7). 75

Figura 76:Sequenza esecuzione tranciatura (8). 75

Figura 77:Sequenza esecuzione tranciatura (9). 75

Figura 78:Sequenza deformazione del morsetto e delle colonne di guida (1)..... 76

Figura 79:Sequenza deformazione del morsetto e delle colonne di guida (3)..... 76

Figura 80:Sequenza deformazione del morsetto e delle colonne di guida (2)..... 76

Figura 81:Seguenza stato tensionale del morsetto e delle colonne di guida (1). 77

Figura 82:Seguenza stato tensionale del morsetto e delle colonne di guida (2). 77

Figura 83:Rappresentazione stato tensionale sul vertice della lamiera con comportamento bi-lineare. 79

Figura 84:Curva di comportamento bi-lineare del rame. 79

Figura 85:Immagine provini intagliati prova di trazione..... 80

Figura 86:Afferraggio provino (1)..... 81

Figura 87:Afferraggio provino (2)..... 81

Figura 88:Afferraggio provino (3)..... 82

Figura 89:Grafico tensione-deformazione decurtato della strizione. 85

Figura 90:Rappresentazione stato tensionale sul vertice della lamiera con comportamento multi-lineare..... 85

Figura 91:Rappresentazione forza di piegatura. 86

Figura 92:Sequenza deformazione (1)..... 86

Figura 93:Sequenza deformazione (2)..... 87

Figura 94:Sequenza deformazione (3)..... 87

Figura 95:Sequenza deformazione (4). 87

Figura 96:Sequenza deformazione (5). 88

Figura 97:Sequenza deformazione (6). 88

Introduzione

Il mio progetto di tesi verterà sulla progettazione di un macchinario che ha come scopo quello di tranciare, e successivamente, piegare di 90° un'aletta di materiale metallico, chiamata *tab*, contenuta all'estremità di una cella formato *pouch*, la quale, verrà disposta in serie con altre celle per formare un modulo batteria. La composizione di più moduli va a generare un pacco batteria che alimenterà un'auto elettrica BEV (*battery electric vehicle*) oppure una ibrida plug-in PHEV (plug-in hybrid eletric vehicle).

Il progetto in questione è stato reso possibile dall'impresa Loccioni in Jesi, provincia di Ancona, grazie alla quale ho potuto effettuare il tirocinio tesi. Alla suddetta impresa è stata commissionata la prototipazione di una intera linea di assemblaggio di batterie BEV e PHEV da parte di una nota fabbrica italiana leader nella produzione di autovetture sportive, super sportive e auto di lusso. Quest'ultima resterà anonima per via di accordi di riservatezza.

Il progetto tesi verrà suddiviso in tre macroaree; una prima sezione introduttiva, il corpo del progetto, ed infine, le conclusioni con i risultati ottenuti.

La **sezione introduttiva** verrà esposta nel seguente ordine:

1. Inizialmente verrà fatta una trattazione inerente ai tradizionali metodi di tranciatura e piegatura, nella quale verranno mostrate le convenzionali tipologie utilizzate nelle lavorazioni meccaniche per eseguire troncature e deformazioni permanenti delle lamiere;

2. Successivamente si descriveranno brevemente le tre tipologie di celle batterie più diffuse, ed il loro assemblaggio per formare i moduli batterie. La trattazione si svilupperà poi nella esposizione del layout della linea di assemblaggio;
3. L'ultima sezione introduttiva verterà sul programma di simulazione agli elementi finiti *Ansys.* In questa piccola sezione verranno mostrati i vincoli e le impostazioni utilizzate per la buona riuscita delle simulazioni.

Il **corpo del progetto** è stato pensato suddiviso come segue:

1. Capitolo 2: esposizione del sistema di tranciatura. In questo capitolo verranno mostrate, tramite disegni 3D, le soluzioni scelte per il meccanismo tranciante dei tab; in particolare si porranno in evidenzia le seguenti parti di struttura: assieme della piastra sulla quale sono vincolati coltello e premilamiera; la matrice di supporto al taglio; il sistema di guida della lavorazione con le colonne di guida e le bussole per la traslazione; ed infine, il sistema di azionamento. In questa sezione verranno inoltre mostrati i valori di forza per la tranciatura del coltello, e i valori di forza per la pressatura del premilamiera;
2. Capitolo 3: esposizione del sistema di piegatura. Così come nel capitolo precedente, anche qui, verranno messi in luce quei componenti che caratterizzano il meccanismo di piegatura. In particolare, verrà esposto il cinematismo che porterà alla deformazione plastica della lamiera, il sistema di guida, e l'azionamento utilizzato;
3. Capitolo 4: trattazione dei quattro sistemi di traslazioni che il macchinario dovrà avere per potersi dislocare nello spazio ed interfacciarsi in maniera corretta rispetto alla cella, la quale sarà disposta su di un pallet. In particolare, verrà mostrato: il meccanismo che concede la rotazione al sistema, quello che permette la traslazione nella direzione di avvicinamento al pallet, quello che permette la traslazione nella direzione parallela al pallet; ed infine, la traslazione verticale dell'intero sistema.

La sezione finale della tesi concernerà i risultati ottenuti tramite il software di simulazione agli elementi finiti Ansys, e si esporrà anche la causa che ha portato ad effettuare prove di trazione sperimentali per costruire una curva $\sigma - \varepsilon$ vera del materiale.

Capitolo 1 - Stato dell'arte

1.1 Celle, moduli e pacchi batterie

Come già accennato precedentemente, il pacco batterie delle auto elettriche o plug-in hybrid è formato da un certo numero di moduli, i quali sono costituiti da un impilamento in serie di celle elettrolitiche rappresentata in Fig.1 e Fig.2.

I formati delle celle più utilizzati nell'ambito automotive sono essenzialmente:

1. Cella formato pouch;
2. Cella prismatica;
3. Cella cilindrica.

Figura 1:Rappresentazione di celle batterie pouch (a sinistra), prismatica (al centro) e cilindrica (a destra).

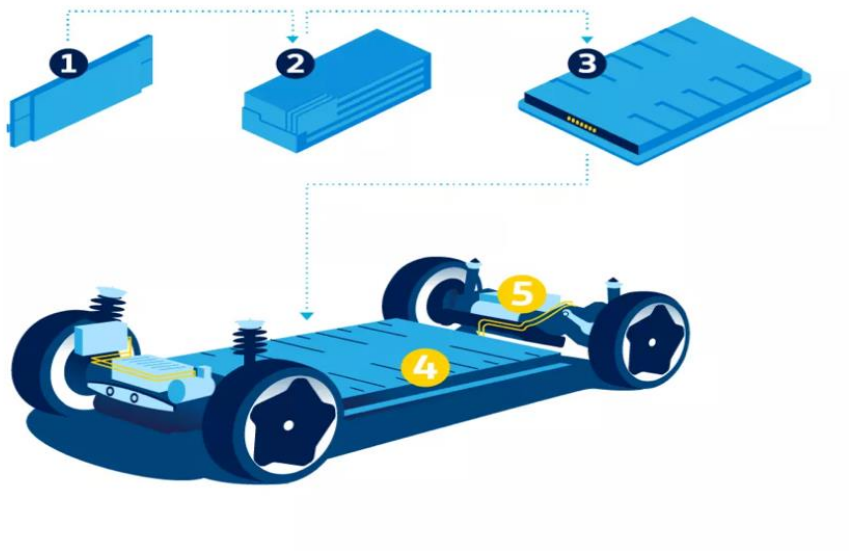


Figura 2:Schema di una cella pouch (1) che impilata in serie forma un modulo (2), la composizione di più moduli (3) costituiscono una la batteria per auto elettriche (4).

L'azienda destinataria del layout della linea, per entrare nel mercato delle auto elettriche e ibride ha optato per l'utilizzo di **celle formato *pouch.***

Questa tipologia di cella ha tipicamente una forma rettangolare, "a busta", non dispone di un contenitore rigido, ed ha un peso molto ridotto. Inoltre, in virtù delle ampie superfici di scambio termico, il raffreddamento è notevolmente facilitato. Come punto di debolezza, è necessario evidenziare la bassa resistenza meccanica, che richiede un sistema di impacchettamento idoneo.

La struttura della *pouch cell* è costituita dalla sovrapposizione di diversi strati di materiale laminati, come si evince dalla Fig.3.

L'anodo solitamente è realizzato con uno foglio laminato in rame, mentre il catodo è in alluminio, questi due sono separati da uno strato di materiale dielettrico.

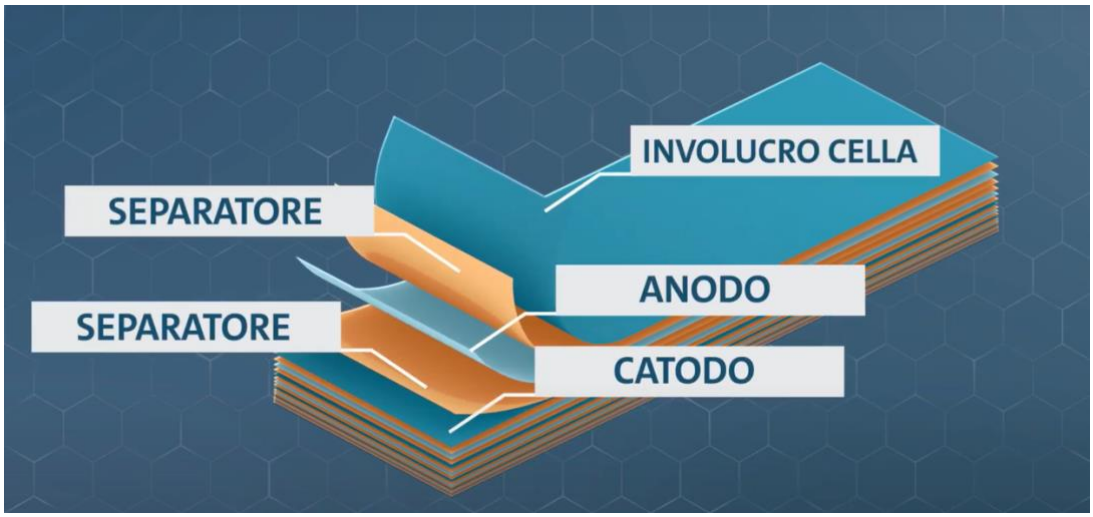


Figura 3:Schema interno di una cella formato pouch.

La parte terminale che fuoriesce dalla cella prende il nome di tab. I due tab possono essere entrambi in rame, oppure uno in rame che costituisce il terminale negativo, ed uno in alluminio che costituisce il terminale positivo; solitamente i tab fuoriescono dalla cella sullo stesso lato, ma esistono anche dei modelli di pouch cell dove i due tab fuoriescono sui due lati opposti. Queste alette di materiale altamente conduttivo hanno come scopo quello di incanalare il flusso di corrente elettrica proveniente da una cella attraverso le altre, le quali, sono disposte in serie in modo da formare un percorso elettrico a forma di *"S"* all'interno del modulo della batteria, come si può osservare dalla Fig.4. In questo modo ogni modulo avrà una capacità elettrica che sarà funzione del numero di celle contenute al suo interno, e in caso di riparazioni o sostituzioni, basterà analizzare il singolo modulo invece di ricercare il problema nell'intero pacco batteria.

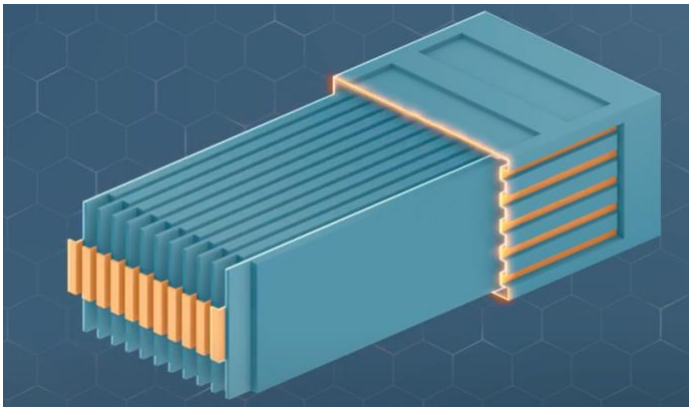


Figura 4: Rappresentazione di un modulo di una batteria BEV all'interno del quale si osservano le celle pouch.

Le celle arriveranno nella linea con i tab rettilinei e di lunghezza non uniforme, per questo motivo vi è la necessità di tranciare parte dell'estremità, in modo da avere una lunghezza uniforme definita in fase di progetto, e piegarle a 90° per poi essere saldate con l'omonima della cella successiva.

1.1.1 Caratteristiche dei Tab

L'azienda che ha commissionato la prototipazione, e quindi uno studio preliminare dell'intero layout di linea di assemblaggio delle batterie, non ha ancora definito a questo livello di ingegnerizzazione primordiale, alcuni parametri di processo, tra cui materiale e dimensioni esatte dei tab. Per questo motivo le caratteristiche geometriche delle lamine di forma rettangolare sono state ricavate dal disegno 3D fornitoci dall'azienda, e sono:

- Larghezza *L=70 mm*;
- Lunghezza *l=25 mm;*
- Spessore *s=1 mm.*

Per quanto concerne il materiale, esso è stato ipotizzato in funzione delle caratteristiche meccaniche, elettriche e di saldabilità che l'utilizzo richiede.

A questo proposito è stata scelta una lega di rame ***Cu-OF*** di composizione:

- *Cu > 99,95%*
- *Bi < 0,0005%*
- *Pb < 0,005%*
- *Altri < 0,03%*

Le peculiarità meccaniche di questa lega sono:

- Ottima lavorabilità a freddo e a caldo, necessaria per la lavorazione di piegatura;
- Ottima conducibilità elettrica, fondamentale per la trasmissione elettrica;
- Buona saldabilità.

Dalla letteratura sono state quindi, trovate le seguenti caratteristiche della lega:

- Tensione di rottura $\sigma_r = 300\ Mpa$;
- Tensione di snervamento $\sigma_s = \sigma_0 \cong 120\ Mpa$;
- Resistenza a taglio $\tau_r = \frac{4}{5}\sigma_r \cong 240\ Mpa$;
- Densità $\rho = 8{,}94 \frac{g}{cm^3}$;
- Conducibilità elettrica $C_e = 58\ \frac{m}{\Omega mm^2}$;
- $Durezza = 40 - 50\ Hv$.

1.1.2 Layout della linea di assemblaggio

Il macchinario che eseguirà come prima operazione una tranciatura, e successivamente una piegatura, sarà solo una stazione dell'intera linea di assemblaggio del pacco batterie richiesto dall'azienda. In particolare, la linea, di lunghezza approssimata intorno ai 150/200m, avrà inizio con la deposizione di due celle formato *pouch* all'interno di un pallet appositamente sagomato per contenerle in maniera rigida e sicura. Il suddetto pallet percorrerà l'intera linea su di un nastro trasportare a rulli, o *conveyor*. Il fissaggio del pallet sul conveyor sarà dato da due perni che si inseriranno all'interno di due fori nel pallet; i perni sono solidali ad una piastra che scorrerà sulla rulliera e fungerà da base.

In corrispondenza di ogni stazione della linea, sul conveyor vi è un sistema automatico che immobilizza il pallet e, tramite un motore elettrico, questo verrà sollevato di una certa quota. In questo modo ogni qual volta che le celle dovranno subire una operazione, il pallet si porterà alla medesima quota dei macchinari.

Essendo il pallet riempito con due celle, si può intuire come la stazione di tranciatura e piegatura in realtà sarà caratterizzata dalla presenza di due macchinari identici disposti frontalmente e disassati l'uno dall'altro. In questo modo un macchinario si occuperà di eseguire le lavorazioni del polo positivo del tab della prima cella, mentre l'omonimo disposto frontalmente, si occuperà di eseguire le lavorazioni sul polo negativo del tab della seconda cella. Eseguita questa prima operazione, il primo macchinario, tramite i sistemi di movimentazione, traslerà nella direzione parallela al conveyor e compirà le medesime due lavorazioni, bensì questa volta sul polo negativo della seconda cella. Allo stesso modo il secondo macchinario opererà sul polo positivo del tab della prima cella.

Le due macchine, pertanto, eseguiranno contemporaneamente le lavorazioni sulle due diverse celle, e in particolare, uno sulla lamina caricata positivamente, mentre l'altro sulla

lamina caricata negativamente. Ciò perché se le due apparecchiature lavorassero entrambe sulla lamina di medesima carica elettrica, anche essendo di due celle diverse, si avrebbe un corto circuito, in quanto, si ricorda che le celle sono cariche elettricamente e dunque, capaci di trasmettere corrente elettrica.

La Fig.5 è una raffigurazione simbolica di come sono posizionati i macchinari in una ipotetica linea. Si vuole far notare la stazione in alto a sinistra sulla figura dove si osservano due robot disposti frontalmente ma disassati; in questo caso i due robot operano su due pallet diversi, bensì nel caso in esame opereranno sullo stesso pallet ma su diverse celle.

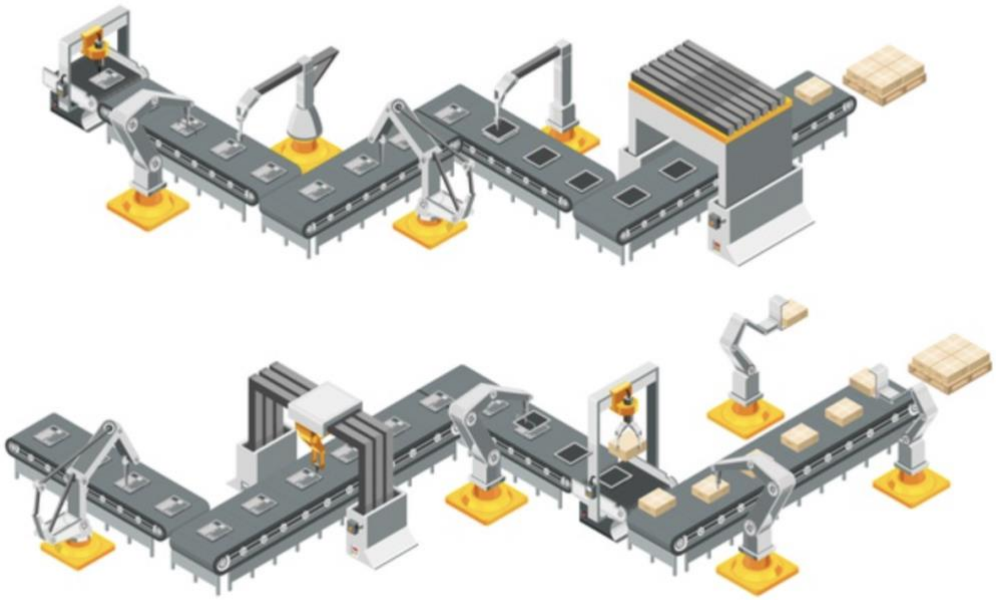


Figura 5:Esempio di layout di linea con macchinari contrapposti nella medesima stazione.

1.2 Tranciatura tradizionale delle lamiere

La tranciatura delle lamiere è generalmente la prima operazione meccanica che viene eseguita in un ciclo di lavorazione, essa viene eseguita a freddo e può essere di due tipi:

- Tranciatura a taglio rettilineo, a sinistra in Fig.6;
- Tranciatura a perimetro chiuso, conosciuta anche come punzonatura, a destra in Fig.6.

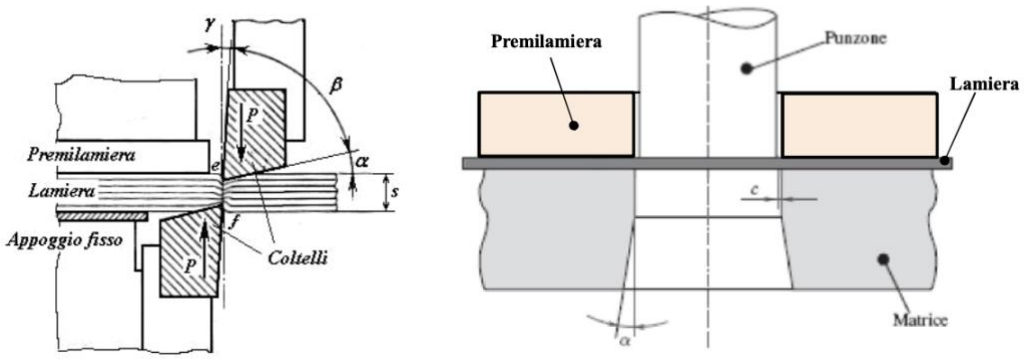


Figura 6: Tipologia di tranciatura: sulla sinistra tranciatura a perimetro aperto, sulla destra punzonatura.

Sia che eseguiamo una punzonatura, sia che eseguiamo un taglio rettilineo, la meccanica che risiede dietro il fenomeno è identica; la lamiera viene troncata quando superato il limite plastico la tensione oltrepassa quella di rottura propria del materiale, oppure in ugual maniera, la rottura avviene quando la lamiera non riesce più ad assorbire energia di deformazione. Questo comportamento del materiale viene accelerato dalla geometria di matrice e coltello, e dal gioco che vi è tra questi due componenti. È facile intuire che, se avessimo una matrice a spigolo vivo ed una cesoia con due lame molto affilate il taglio avverrebbe con una minor forza, e con miglior qualità rispetto ad un taglio eseguito con una matrice con angolo smussato e/o lame non affilate. Questo è una naturale conseguenza della teoria della meccanica della frattura, la quale ci dimostra che, avere spigoli molto acuti porta ad un innalzamento (tendente idealmente all'infinito) della tensione.

Per questo motivo, la zona di contatto tra lamiera-coltello e lamiera-matrice è una zona a forte deformazione; più la corsa del punzone, o del coltello, aumenta e più le tensioni

di taglio sono tali da generare due linee di frattura in corrispondenza dei bordi taglienti di punzone e matrice.

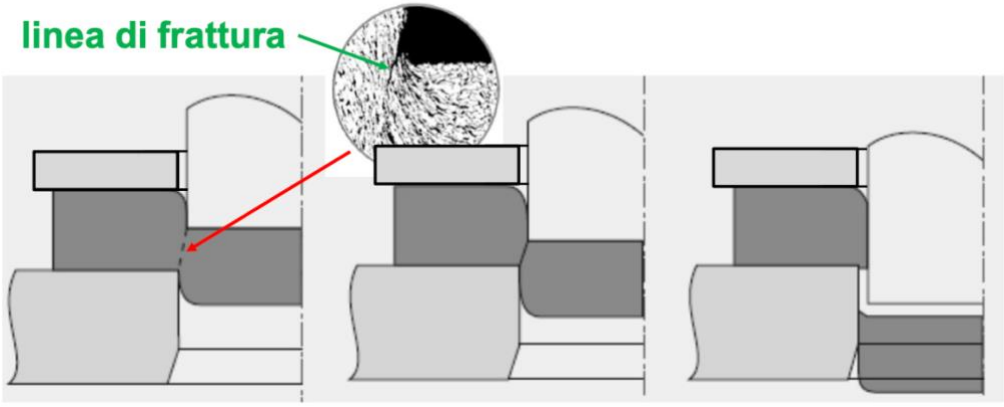


Figura 7: Rappresentazione linea di frattura sulla lamiera.

La qualità della lavorazione risulterà buona se le superficie di frattura sarà liscia per metà o due terzi dello spessore. Nel caso in cui si otterrà una superficie molto rugosa con presenza di bava, la qualità del taglio non è ottimale. In questo caso si consiglia di rivedere i parametri di processo quali: forza di tranciatura, forza premilamiera, gioco tra matrice e coltello.

1.2.1 Tranciatura a taglio rettilineo

La tranciatura a taglio rettilineo, che è la tipologia scelta per il mio operato, viene utilizzata per eseguire tagli lunga una linea, ed è realizzata tramite una cesoia che sollecita il laminato con due lame fino a generare una frattura riproducente la forma delle stesse lame.

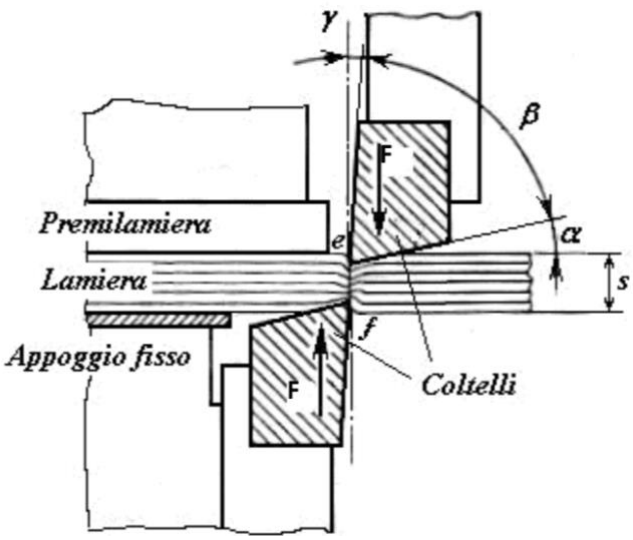


Figura 8: Tranciatura a perimetro aperto.

Le lame della cesoia sono dotate di un opportuno angolo di spoglia sulla faccia interna, come si osserverà nel capitolo inerente alle simulazioni agli elementi finiti, questo angolo di spoglia interna, o angolo di raccordo del coltello, influenza in maniera importante la forza da imporre al coltello per eseguire il taglio.

Oltre ai due coltelli dalla Fig.8 si osservano un appoggio fisso, o matrice, ed un premilamiera; il primo ha il compito di base di appoggio per la parte di lamiera che non è interessata dalla tranciata. Il secondo ha il fondamentale scopo di premere la lamiera contro l'appoggio fisso in modo da aumentare l'attrito ed evitare che la lamiera scivoli nella direzione perpendicolare all'asse del coltello, provocando un taglio di pessima qualità. Anche su questo aspetto le simulazioni fatte daranno indicazioni importanti su quale sia il valore di spostamento della lamiera in funzione della forza di taglio del coltello.

1.2.1.1 Giochi e forze nella tranciatura a taglio rettilineo

Il gioco che vi è tra matrice e punzone ha un'importanza notevole, ed influenza in modo diretto la qualità del taglio. Avremo dunque che:

a) Se il gioco risulterà **corretto** si otterrà un bordo tranciato in maniera netta con una superficie rugosa che occuperà una piccola porzione dello spessore, e non si presenterà nessun tipo di bava (rappresentazione in Fig.9);

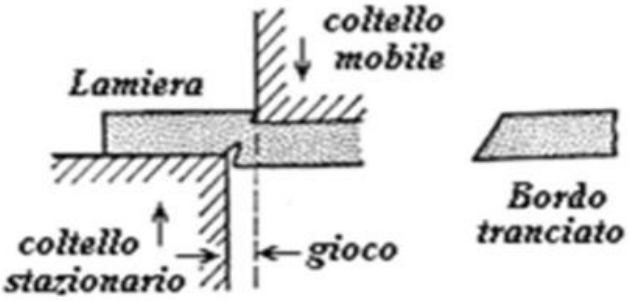


Figura 9: Raffigurazione gioco matrice-punzone corretto.

b) Se il gioco risulterà **insufficiente** le superfici risulteranno molto irregolari con una sbavatura eccessiva. Inoltre, un gioco troppo ristretto comporterà una forza imposta al coltello più alta rispetto al caso di gioco ottimale.

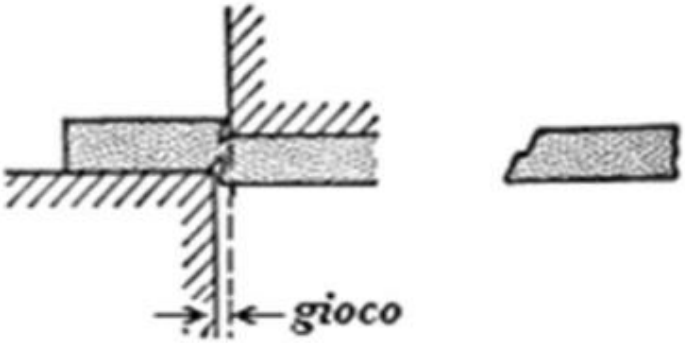


Figura 10: Raffigurazione gioco matrice-punzone insufficiente.

c) Se il gioco fosse **elevato** si avrebbero notevoli distorsioni sulla lamiera e si genererebbero fenomeni di imbutitura, cioè la lamiera si deformerà senza arrivare a rottura.

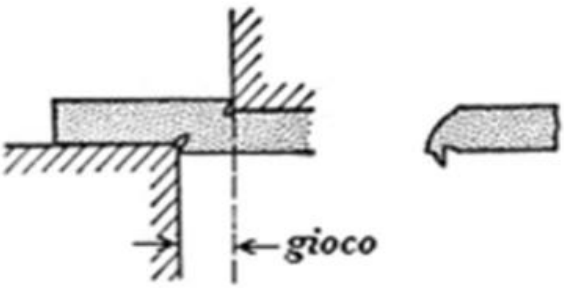


Figura 11: Raffigurazione gioco matrice-punzone elevato.

Una formulazione analitica per determinare il corretto gioco tra matrice e punzone è data da:

$$\boldsymbol{g} = 0{,}007\, S \sqrt{K_t}$$

Dove:

- $\boldsymbol{K_t}$ è la resistenza a taglio della lamiera;
- $\boldsymbol{S}$ è lo spessore della lamiera;

Se il valore del gioco corretto non fosse sufficiente per avere una tranciatura di tipo *fine*, si potrebbero prevedere alcune precauzioni, tra cui:

- Scegliere un premilamiera con un dente per bloccare la lamiera e favorire la localizzazione delle zone interessate alla deformazione;
- Inserire un contro-punzone mobile che avrà una corsa dal basso verso l'alto in modo da stringere la lamiera tra le due facce (quella del punzone e quella contro-punzone), in questo modo si evitano ingobbimenti e arrotondamenti;
- Eseguire la lavorazione a bassa velocità, su presse a doppio effetto, con caratteristiche di stabilità molto elevate;
- Utilizzare una disposizione degli utensili invertita (movimento del punzone dal basso verso l'alto) in modo da abbassare il centro di gravità contribuendo alla stabilità della macchina.

La tranciatura a taglio rettilineo delle lamiere può essere eseguita in due modi in funzione se il coltello è inclinato oppure no:

1. Con coltello parallelo alla matrice: in caso si avrà un taglio omogeneo in quanto tutta la superficie viene tranciata contemporaneamente. Lo svantaggio di ciò è che le forze di tranciatura sono molto più elevate proprio perché il coltello è a contatto con tutta la larghezza della lamiera.
2. Con coltello inclinato di un certo angolo α rispetto la matrice: in questo modo, invece, si riducono le forze di tranciatura, bensì potrebbe insorgere il rischio che

si generino degli sforzi tangenziali sull'estremità che viene toccata per ultima dal coltello (con riferimento alla Fig.11). Se le lamiere fossero molto larghe, questi sforzi tangenziali potrebbero portare ad inflessioni della lamiera durante la lavorazione e dunque, produrre una cattiva qualità del tranciato.

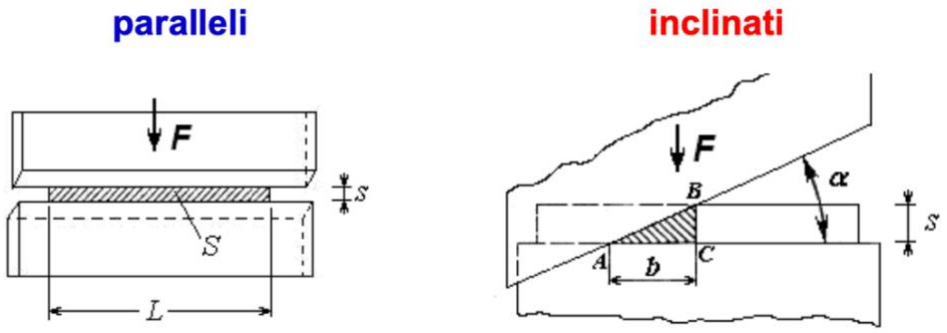


Figura 12:Distinzione tra coltello parallelo e coltello inclinato.

La **forza di tranciatura** per entrambe le tipologie di taglio può essere ricavata come segue:

- Per coltelli paralleli:

$$F = \sigma_r s L$$

- Per coltelli inclinati:

$$F = \frac{(\sigma_r s^2)}{(2\tan(\alpha))}$$

1.2.2 Tranciatura a perimetro chiuso

La tranciatura a perimetro chiuso, o punzonatura, viene utilizzata per generare fori o sviluppi con l'utilizzo di un punzone, il quale, compiendo una corsa solitamente dall'alto verso il basso, provocherà una forte sollecitazione della lamiera in prossimità delle superfici di contatto con le matrici (con riferimento in Fig.13).

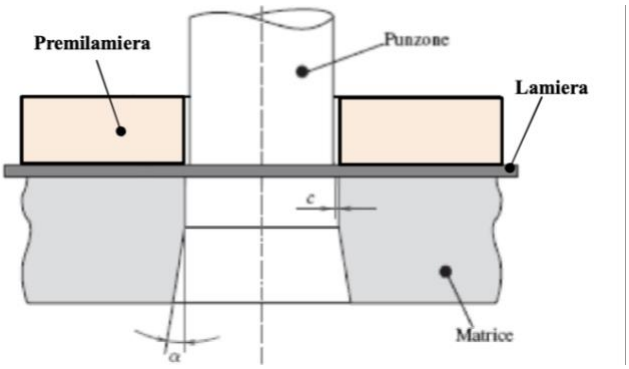


Figura 13:Rappresentazione schematica della tranciatura a perimetro chiuso.

La sostanziale differenza tra il taglio rettilineo e la punzonatura è che nella prima si utilizza come utensile una cesoia con due lame, oppure un coltello, nella seconda si utilizza un punzone a sezione cilindrica. Inoltre, il taglio a perimetro chiuso viene eseguito con due matrici e due premilamiera proprio per la differente geometria del tranciato prodotto.

1.2.2.1 Giochi e forze nella tranciatura a perimetro chiuso

Anche nella tranciatura a perimetro chiuso il gioco tra punzone e matrice è fondamentale per la buona riuscita del processo. Infatti, le dimensioni del prodotto finito sono determinate:

- Dal punzone nella realizzazione dei fori, ed in questo caso il gioco è ottenuto aumentando le dimensioni della matrice;
- Dalla matrice nella realizzazione degli sviluppi, ed in questo caso il gioco è ottenuto riducendo le dimensioni del punzone.

In questo tipo di processo il gioco corretto è un valore minore del 10% dello spessore della lamiera.

Le conseguenze di un **gioco troppo piccolo** sono:

- Difficoltà di allineamento punzone-matrice;
- Aumento della forza;
- Aumento dell'usura del punzone e della matrice.

Se il **gioco** è **troppo grande**, invece, si rischia di:

- Avere una pessima qualità della superficie laterale;
- Avere un eccessivo arrotondamento dello spigolo inferiore del tranciato;
- In alcuni casi potrebbe generarsi una curvatura della superficie inferiore del tranciato.

I vantaggi derivanti da un gioco appropriato sono: buona qualità della superficie del tranciato, altezza minima della bava, sforzo minimo, elevata durata dello stampo.

La **forza di punzonatura** può essere ottenuta dalla relazione:

$$F = \tau_r P s.$$

Dove con *P* si indica il perimetro della lamina.

1.3 Piegatura tradizionale delle lamiere

La piegatura è una delle operazioni di lavorazione dei metalli più comune e semplice. Viene definita come la modifica della forma di una lamiera mediante un'azione di flessione che genera deformazioni permanenti. È attuabile su lamiere di tutti i materiali sufficientemente plastici da non determinare rotture in corrispondenza della piega.

È un processo che permette di realizzare sia forme semplici sia geometrie estremamente complesse. L'operazione di piegatura può essere applicabile, oltre che alle lamiere, anche ad altri semilavorati quali tubi, fili, nastri, e barre di varie sezioni.

La teoria della piegatura si basa sulla presenza di una *fibra neutra* o *asse neutro* collocata al centro della lamiera che si deforma senza allungarsi né contrarsi durante la deformazione. Quanto appena detto però, vale solo per valori alti nel rapporto tra il raggio interno di piegatura e lo spessore di lamiera R_i/s. Sebbene questo processo possa sembrare estremamente semplice e di immediata esecuzione, nasconde, una serie di considerevoli problemi legati al complesso stato di sollecitazione e di deformazione che si crea all'interno dei componenti piegati.

I problemi più importanti riguardano:

- Il ritorno elastico;
- Il controllo dell'angolo finale di piega;
- I limiti di formabilità del materiale;
- L'influenza delle precedenti lavorazioni per deformazione plastica del materiale da piegare;

Solitamente viene eseguita a temperatura ambiente, bensì si utilizzano temperature più elevate quando si opera su sezioni di grandi dimensioni o raggi di curvatura molto piccoli. La piegatura fondamentalmente si classifica in funzione se la lamiera è ferma oppure se è in movimento.

1.3.1 Piegatura a lamiera ferma

Come dice la parola stessa, la piegatura a lamiera ferma è quel tipo di lavorazione dove la lamiera è stazionata sulla matrice e viene deformata da un punzone mobile durante la sua corsa. I processi di piegatura industrialmente utilizzati sono:

- La piegatura a *V;*
- La piegatura ad *U;*
- La piegatura a *L;*

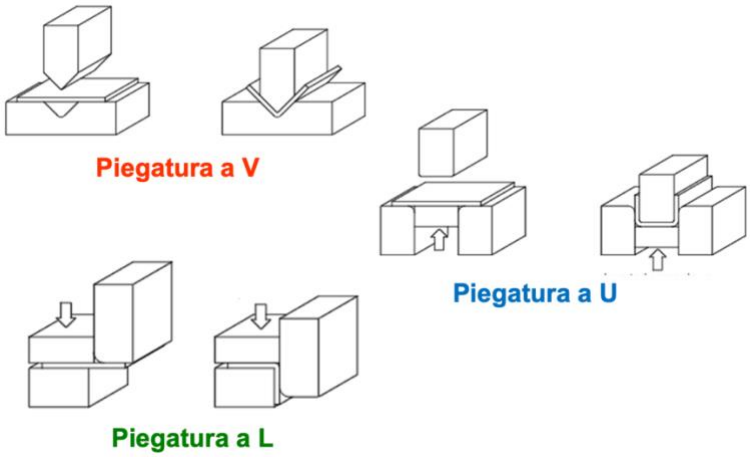


Figura 14: Tipologie di piegatura a lamiera ferma.

In tutti i casi la lavorazione si divide in tre fasi:

1. La prima consiste sull'avvicinamento del punzone sulla lamiera;
2. La seconda, è chiamata piegatura in aria, e avviene quando il punzone inizia la corsa di deformazione e termina quando le ali della lamiera diventano tangenti rispetto le facce del punzone. Se il processo si arrestasse in questa fase si avrebbe la possibilità di variare gli angoli di piega in funzione della corsa del punzone. In questo step si hanno forze di piegatura molto basse, ma alti angoli di ritorno elastico in quanto la deformazione avviene a cavallo tra la zona elastica e quella plastica della deformazione.
3. La terza fase è detta coniatura e consiste nel forzare la lamiera tra punzone e matrice. Questa è la fase, dunque, che determina la geometria finale della lamina al netto del basso ritorno elastico.

Una buona riuscita della piegatura passa attraverso la definizione del raggio massimo di piegatura R_{max} al di sopra del quale non si ha deformazione plastica, e il raggio minimo di piega R_{min} al di sotto del quale si manifestano fratture duttili nel bordo esterno della lamiera.

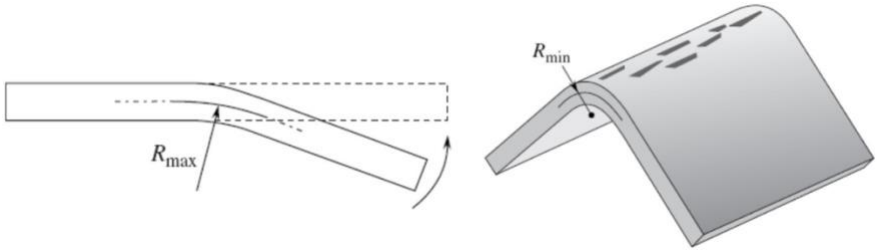


Figura 15: Raffigurazione raggio minimo e raggio massimo di piegatura.

I valori di R sono calcolati applicando la teoria della flessione della trave rettilinea. Le ipotesi del calcolo sono:

- Momento di piegatura costante;
- Stato piano di deformazione;
- Stato tensionale monoassiale;
- Spessore della lamiera costante;
- Posizione fibra neutra invariata.

A tal proposito la deformazione circonferenziale della fibra neutra viene calcolata come:

$$\varepsilon_\theta(r) = \frac{\left((R+r)\Delta\theta - R\Delta\theta\right)}{\Delta\theta} = \frac{r}{R}$$

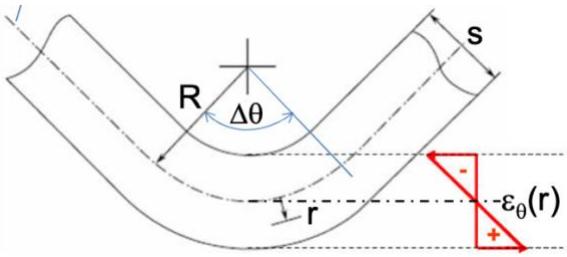


Figura 16:Deformazione asse neutro.

- Il raggio massimo di piegatura R_{max} è ottenuto imponendo che in corrispondenza della fibra più sollecitata la deformazione sia pari a quella di snervamento:

$$\varepsilon_{\theta max} = \varepsilon_0 \quad \longrightarrow \quad \frac{s/2}{R_{max}} = \frac{\sigma_0}{E} \quad \longrightarrow \quad R_{max} = \frac{sE}{2\sigma_0}$$

- Il raggio minimo di piegatura è ottenuto imponendo che in corrispondenza della fibra più sollecitata la deformazione raggiunga il valore dell'allungamento a rottura:

$$\varepsilon_{\theta max} = \varepsilon_r \quad \longrightarrow \quad \frac{s/2}{R_{min}} = \frac{A\%}{100} \quad \longrightarrow \quad R_{min} = \frac{50s}{A\%}$$

Siccome la deformazione della fibra esterna è maggiore di quella interna, il che comporta uno spostamento dell'asse neutro verso l'interno, si moltiplica il valore di R_{min} per un fattore di sicurezza (solitamente 1,4).

1.3.2 Piegatura con lamiera in movimento

La piegatura con lamiera in movimento si basa essenzialmente sulla deformazione della lamina tramite dei rulli per questo viene chiamata profilatura a rulli.

La profilatura a rulli è impiegata nella piegatura di lamiere di lunghezza indefinita e nella produzione in larga scala. La lamiera viene piegata in stati successivi passando attraverso una serie di rulli come si può osservare in Fig.17. I prodotti ottenuti mediante questo metodo includono canali, binari di raccordo, pannelli, telai, tubi, e condotti chiusi tramite aggraffatura. La lunghezza del pezzo è limitata soltanto dalla quantità di materiale fornito dalla bobina di alimentazione. Le parti sono generalmente tranciate e accatastate con un processo continuo. Lo spessore della lamiera varia tipicamente da circa 0.125 mm a 20 mm. La velocità di avanzamento è generalmente inferiore a 1.5 m/s. La definizione della forma corretta e della giusta sequenza dei rulli, che tipicamente sono azionati meccanicamente, richiede una notevole esperienza per tenere conto delle tolleranze dimensionali, ritorno elastico, strappi, e piegature della lamiera. I rulli sono tipicamente realizzati in acciaio al carbonio o ghisa grigia, e possono essere cromati per conferire loro una maggiore resistenza e per migliorare la finitura superficiale del prodotto. Possono essere utilizzati vari lubrificanti per aumentare la durata dei rulli e la finitura superficiale del pezzo, nonché per raffreddare i rulli e il pezzo appena lavorato.

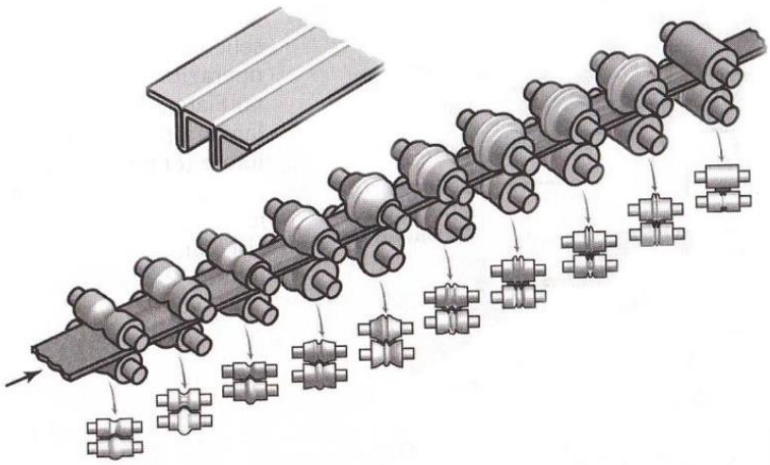


Figura 17: Rappresentazione profilatura mediante rulli.

1.3.3 Ritorno elastico e forza di piegatura

Nella pratica industriale, la grande maggioranza delle piegature avviene con valori molto bassi di quel rapporto $R_i/_S$. Questo si verifica nei casi in cui la posizione della fibra neutra non è più al centro dello spessore, bensì spostata verso l'interno. Come si illustra nella Fig.18, nelle fibre esterne si ha uno stiramento che provoca una riduzione dello spessore, nelle fibre interne invece, si verifica un riscaldamento. Le azioni di riscaldamento e di stiramento che si verificano nella zona di piegatura devono essere compensate mediamente "spostamenti" di materiale. Da questo derivano tensioni interne che si liberano dopo la piegatura, le quali determinano il fenomeno del ***ritorno elastico*.**

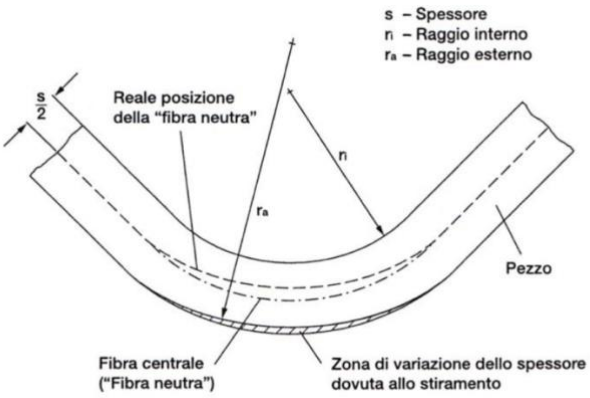


Figura 18:Piegatura di una lamiera.

Questo fenomeno non è uniforme e costante, infatti, l'entità del ritorno elastico dipende fortemente dal rapporto fra il raggio di piegatura e lo spessore della lamiera da piegare, difatti dalla relazione vista in precedenza, $\varepsilon_\theta(r) = \frac{r}{R}$, si osserva che al diminuire di R aumenta la ε_θ, il che comporta una riduzione della porzione di spessore che subisce la sola deformazione elastica, e quindi una riduzione del ritorno elastico. Stesso comportamento si ottiene se avessimo un valore di spessore maggiore, in quanto anche in questo caso si avrebbe una crescita di ε_θ. Per questo motivo si ha una minore tendenza del ritorno elastico con lamiere spesse e con bassi valori di R.

Il ritorno elastico è un fenomeno che va considerato in tutte le operazioni su qualunque tipo di pressa, sia su presse a montanti che su pannellatrici. Nella piegatura libera, ossia in aria, si può compensare il ritorno elastico semplicemente con una maggiore corsa del

pistone, mentre sulle pannellatici si può aumentare l'angolo di rotazione della parte mobile.

In Fig.14 viene rappresentata una piegatura di lamiera con riferimenti alle grandezze ed agli elementi principali del processo.

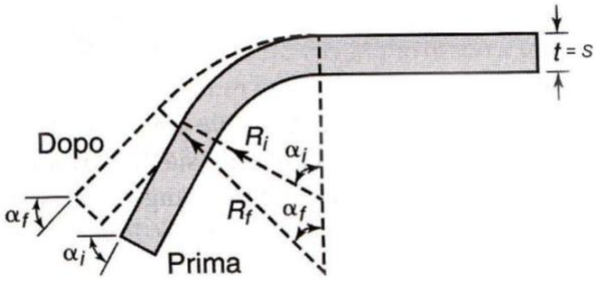


Figura 19: Ritorno elastico della lamiera.

Il ritorno elastico è quantificabile attraverso due grandezze:

- Rapporto di ritorno elastico:

$$K = \frac{\alpha_f}{\alpha_i} = 4\left(\frac{R_i \sigma_s}{E\ s}\right)^3 - \left(\frac{R_i \sigma_s}{E\ s}\right) + 1$$

$$\alpha_f = \frac{\alpha_i}{K}$$

Dove:

- $\boldsymbol{\alpha_i}$ è l'angolo esterno sotto carico;
- $\boldsymbol{R_i}$ è il raggio di piegatura sotto carico;
- $\boldsymbol{\alpha_f}$ è l'angolo eterno dopo il rilascio del carico;
- $\boldsymbol{R_f}$ è l'angolo di piegatura dopo il rilascio del carico.

- Angolo di ritorno elastico:

$$\rho = \alpha_i - \alpha_f$$

Il ritorno elastico è funzione anche delle caratteristiche del materiale, ed in particolare si avrà un maggior angolo di ritorno per valori del *modulo di Young E* bassi.

Dunque, per materiali come il rame, il quale ha un modulo di elasticità $E_{cu} = 115000MPa$ minore di quello dell'acciaio ($E_{Fe} \cong 200000MPa$), ci si aspetterà un ritorno elastico superiore a parità di condizioni di lavoro.

Il ritorno può essere attenuato ricorrendo:

- Alla sovrappiegatura della lamiera;
- A condizioni operative che riducono la porzione di spessore della lamiera soggetta a sola deformazione elastica;
- Alla piegatura a caldo che, riducendo la tensione di flusso elastico, causa la riduzione del ritorno elastico.

Il **calcolo della forza di piegatura** viene eseguito tramite l'analogia delle lamiere con una trave appoggiata con carico concentrato al centro, come si può osservare dalla figura sottostante:

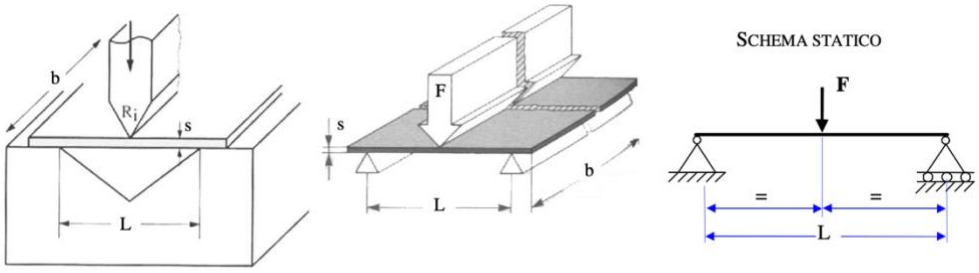


Figura 20:Schema statico forza piegatura.

Dal seguente schema statico si ricava la forza per una piegatura a *V* come

$$F = \frac{2}{3}\frac{(\sigma_0 b s^2)}{L}$$

Mentre per una piegatura ad *L* la forza è:

$$F = \frac{1}{6}\sigma_0 b s$$

Dove:

- $\boldsymbol{\sigma_0} = 120\ MPa$ è la tensione di snervamento;
- ***b*** è la lunghezza di piegatura;
- ***s*** è lo spessore della lamiera;
- ***L*** è la distanza fra gli appoggi.

1.4 Simulazione agli elementi finiti con Ansys

Il software Ansys, sviluppato da *EnginSoft*, è un codice di calcolo che considera le tre dimensioni dello spazio utilizzando la tecnica degli elementi finiti, al fine di discretizzare dei domini solidi di forma qualsiasi.

Il metodo degli elementi finiti FEM (Finite Element Method) consente di determinare la soluzione numerica approssimata di un sistema di equazioni differenziali mediante risoluzione di un sistema di equazioni algebriche equivalenti.

Le equazioni da risolvere sono solitamente lineari, mentre in alcuni casi si vanno ad utilizzare equazioni non lineari. Un classico esempio di equazione non lineare è il caso dell'interferenza tra superfici appartenenti a geometrie diverse. A differenza delle precedenti equazioni, queste hanno un elevato peso computazionale che dilata, in modo anche considerevole, i tempi di calcolo e di risoluzione del problema. Le simulazioni svolte nel corso del progetto sono: la simulazione della tranciatura e della piegatura utilizzando un comportamento del materiale non lineare, e la simulazione a flessione delle colonne di guida del sistema di tranciatura.

L'analisi FEM rappresenta uno strumento avanzato di analisi strutturale che consente lo studio di strutture vincolate e caricate in diverso modo. Nel caso di un mezzo elastico che occupa un determinato dominio, ad esempio, le incognite sono rappresentate dalle componenti di spostamento del generico punto del continuo: queste devono soddisfare le equazioni differenziali all'interno del dominio stesso (equazioni di equilibrio indefinite, equazioni di congruenza, legame costitutivo) e sul contorno (condizioni al contorno sugli spostamenti o sulle tensioni).

Il dominio viene quindi suddiviso in un numero finito di sottodomini chiamati elementi finiti. Gli spostamenti incogniti sono calcolati in alcuni punti degli elementi chiamati nodi, e approssimati in tutti gli altri mediante prefissate funzioni di interpolazione o di forma. Il codice ANSYS contiene un dettagliato database che raccoglie tutti i dati di input e tutti i risultati ottenuti. Il programma permette di effettuare vari tipi di analisi, dalle più semplici analisi di tipo statico in campo elastico-lineare, alle più complesse quali analisi

non lineari, accennate in precedenza. Risulta quindi possibile trattare la quasi totalità dei casi che possono verificarsi nell'ambito di progettazione e verifica strutturale.

L'esecuzione di un'analisi numerica agli elementi finiti prevede i seguenti step operativi:

1. Scelta del tipo di elemento;
2. Definizione delle proprietà fisiche dell'elemento;
3. Definizione delle proprietà del materiale;
4. Definizione della geometria del modello;
5. Suddivisione in elementi finiti del modello (Meshing);
6. Assegnazione delle condizioni al contorno e/o iniziali;
7. Soluzione;
8. Visualizzazione e analisi dei risultati.

Il tipo di elemento da utilizzare dipende dallo schema di calcolo scelto per approssimare il comportamento del componente o della struttura reale in esame.

Le proprietà fisiche dell'elemento sono i parametri fisici che compaiono nella matrice di rigidezza dell'elemento: tra questi si ricorda l'area della sezione trasversale per un elemento asta e lo spessore per un elemento piastra inflessa.

Le proprietà del materiale, invece, ne definiscono il comportamento meccanico: possono essere costanti o lineari, dipendenti dalla temperatura secondo un polinomio di quarto grado o secondo una tabella di valori, ma anche non lineari o anisotrope.

Il numero di costanti da dare in input al programma dipende dal tipo di analisi: per esempio, in un'analisi in campo lineare elastico, sono sufficienti due costanti elastiche per un materiale isotropo, modulo di elasticità longitudinale (E) e coefficiente di Poisson (ν). Per eseguire invece un'analisi in campo elastoplastico è necessario definire l'intera curva tensione-deformazione vera del materiale.

Per quanto riguarda la creazione del modello, la definizione della mesh, l'assegnazione dei vincoli e dei carichi, la soluzione e l'analisi dei risultati, le procedure da seguire sono diverse a seconda del tipo di elemento utilizzato. Questa è senza dubbio la parte di analisi che richiede maggior tempo.

Come accennato Ansys possiede molteplici moduli per effettuare simulazioni di diverso tipo, tra cui simulazioni termiche, fluidiche, vibrazionali, statiche, dinamiche e altre. I due moduli utilizzati in questo progetto tesi sono stati: *static structural analysis* e *explicit dynamics analysis*.

- *Static structural analysis* viene utilizzato per eseguire analisi di misurazioni statiche di tensione, spostamento, deformazione, energia etc. con l'imposizione di forze costanti e/o displacement, ovvero spostamenti. Tramite questo sono state simulate le forze di piegatura e la deformazione della lamina (ritorno elastico), ed inoltre, la flessione delle colonne di guida del sistema di tranciatura.
- *Explicit dynamics* analysis viene invece impiegato per analizzare la fisica di eventi di breve durata di componenti soggetti a forze dinamiche transitorie e fortemente non lineari, come per esempio la fisica degli urti ed esplosioni. Tramite questo modulo è stata simulata la separazione del materiale dovuta alla troncatura della lamiera.

Capitolo 2 - Sistema di tranciatura

Il sistema di tranciatura può essere suddiviso in quattro macro-blocchi:

1. Uno formato dalla piastra superiore sulla quale sono solidali il coltello ed il premilamiera;
2. Uno composto dalla matrice sulla quale verrà premuta la lamiera dal premilamiera e tranciata dal coltello;
3. Il terzo costituito dal sistema di guida;
4. Il quarto caratterizzato dal sistema di spinta e di misurazione della forza.

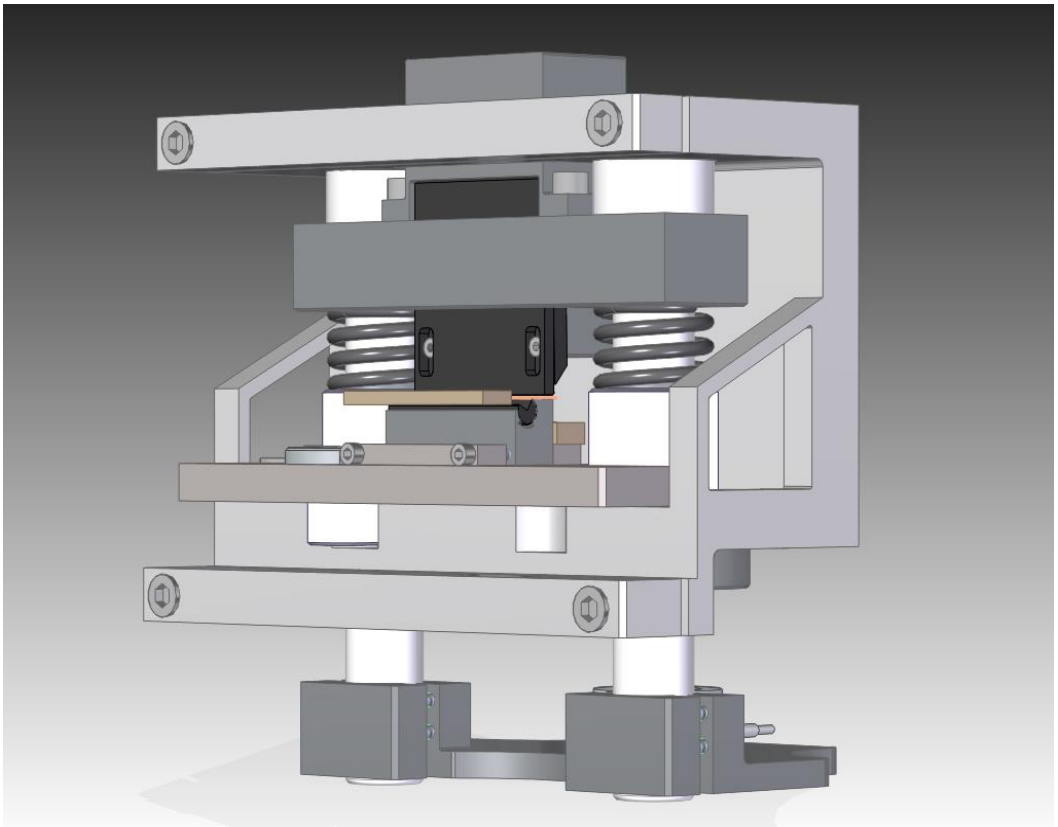


Figura 21:Rappresentazione 3D del sistema di tranciatura.

2.1 Coltello e premilamiera

Vista la necessità di ridurre le dimensioni del sistema, è stato preferito scegliere una configurazione del coltello inclinato di 3°. Esso è tenuto rigidamente in posizione da due viti, le quali sono avvitate su uno spallamento ricavato sulla piastra superiore.

La **forza di tranciatura** ottenuta è dunque:

$$F_{tranciatura} = \frac{(\sigma_r s^2)}{(2\tan(\alpha))} = 2862\ N$$

Per quel che concerne il premilamiera, esso ha il compito di stringere la lamiera sulla matrice sottostante in modo che, durante la corsa del coltello, essa non possa scivolare compromettendo la buona riuscita della troncatura. L'assieme composto da piastra-coltello-premilamiera si muoverà verso il basso come un sistema rigido eseguendo la troncatura con la forza che è stata ricavata precedentemente. Il coltello dovrà avere una corsa maggiore rispetto al premilamiera, per eseguire la completa tranciatura, quindi tra i due vi sarà una traslazione relativa. Il premilamiera bloccherà la sua discesa quando sarà in contatto con la lamella, mentre la lama proseguirà la sua corsa per circa *7,5mm* (spostamento necessario per eseguire l'intera tranciatura su tutta la larghezza del tab).

Per questo motivo è stato necessario inserire un sistema di cinque molle che assorbissero parte della extra-corsa del coltello reagendo comunque con una forza tale da permettere al premilamiera di bloccare saldamente la lamiera.

Il premilamiera è inserito dall'alto all'interno di un foro praticato sulla piastra, ed è vincolato assialmente dal coperchio delle molle. Queste sono contenute all'interno di una tasca sulla superficie superiore del premilamiera, e compresse dal coperchio stesso, come può essere osservato dalla Fig.22.

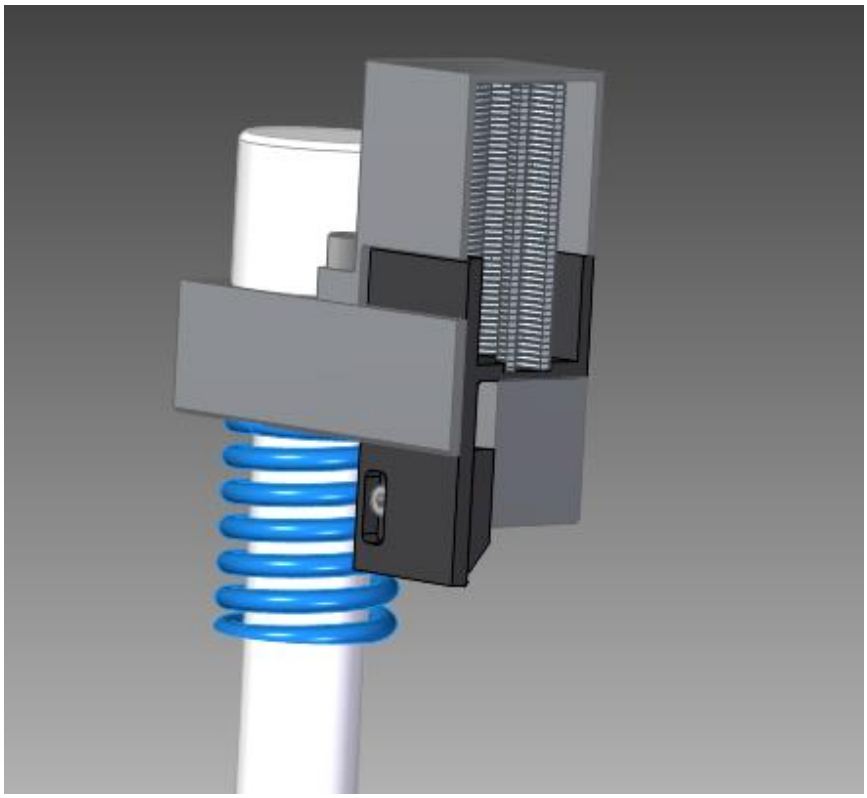


Figura 22: Rappresentazione del premilamiera e del suo fissaggio.

Sono state inoltre, disegnate due asole sulla superficie del premilamiera in corrispondenza dei fissaggi del coltello proprio per permettere al coltello di scorrere rispetto il premilamiera.

La **forza di pressatura** necessaria al premilamiera è stata ricavata sperimentalmente grazie al programma di simulazione agli elementi finiti *Ansys*; in particolare sono state eseguite diverse simulazioni variando l'inclinazione del coltello ed il raggio di raccordo dello stesso. Le prove eseguite hanno mostrato, come ci si aspettava, una variazione sia della forza di tranciatura che di quella di pressatura del premilamiera. Le suddette analisi sono citate nel capitolo dedicato ai risultati.

In definitiva la forza rilevata è stata ottenuta con una inclinazione del coltello di 3° ed un raggio di raccordo del coltello di $R = 0{,}005\ mm$:

$$F_{pressatura} = \frac{F_x + F_y}{\mu} + F_z = \frac{(193{,}9 + 104)N}{0{,}36} + 793{,}5N = 1621\ N$$

Dove:

- $\boldsymbol{F_x}$ è la reazione vincolare tra il tab e la matrice in direzione *x*;
- $\boldsymbol{F_y}$ è la reazione vincolare tra il tab e la matrice in direzione *y;*
- $\boldsymbol{F_z}$ è la reazione vincolare verticale tra il tab e la matrice;
- $\boldsymbol{\mu} = 0{,}36$ è il coefficiente di attrito dinamico tra acciaio strutturale e rame.

La minimizzazione della forza di pressatura è stata necessaria per ridurre le dimensioni delle molle del premilamiera. Queste sono state dimensionate in funzione della forza di pressatura alla quale sono soggette, e in funzione delle dimensioni della tasca dove sono alloggiate. Dalle quote della sede si è scelto di inserire cinque molle di diametro $D_{sede} = 16mm$.

Uno dei produttori specializzati in molle per stampi ad alto carico è *Mastersprings;* all'interno del loro sistema di ricerca del prodotto ho inserito come filtri:

1. Il carico sopportabile per ogni molla $\boldsymbol{F_i} = \frac{1621N}{5n_{molle}} = 324{,}2\ N$;
2. Deflessione massima di lavoro in *[mm]* subita per il carico impostato;
3. Carico unitario (costante elastica della molla) in $\left[\frac{N}{mm}\right]$.

La necessità era avere una molla il più corta possibile, in modo da non rovinare la compattezza estetica del sistema, e che riuscisse allo stesso tempo a sopportare deflessioni di un massimo di *7,5mm* con un carico minimo di *324,2N.* Il valore di deflessione è stato ricavato dalle prove sperimentali su Ansys, ed è pari alla extra-corsa che il coltello dovrà eseguire per portare a compimento la tranciatura su tutta la larghezza della lamina.

Dal catalogo del produttore si è risaliti alla seguente molla:

Molla per stampi VERDE ASH 16X90 JIS B 5012

Caratteristiche prodotto

Materiale: LEGA ACCIAIO AL CARBONIO
H - Diam. Sede (mm): 16
R - Diam. Perno (mm): 8
L - Lungh. Libera (mm): 90
P/F - Carico Unitario (N/mm): 35
L1 - Deflessione ottimale di lavoro (mm): 17.1
F1 - Forza alla L1 (N): 599
L2 - Deflessione media di lavoro (mm): 19.8
F2 - Forza alla L2 (N): 693
L3 - Deflessione massimo di lavoro (mm): 21.6
F3 - Forza alla L3 (N): 756

Figura 23: Molla per stampi utilizzata nel sistema di tranciatura.

Come si può osservare dalla Fig.23. la categoria di molle scelta è *"molle per stampi VERDE ASH"* ed è progettata per assorbire tre fasi di carico ognuno dei quali con una certa deflessione ottimale di lavoro. La verifica che è stata eseguita per il dimensionamento è la seguente.

Dati i valori:

- $\boldsymbol{L_1} = 17{,}1\ mm$;
- $\boldsymbol{F_1} = 599N$ corrispondente alla deflessione L_1;
- $C_c = 7{,}5\ mm$ è la corsa del coltello;
- $\frac{\boldsymbol{p}}{\boldsymbol{f}} = k = 35\frac{N}{mm}$ è il carico unitario della molla, o costante elastica.

$$(L_1 - C_c) = 9{,}6\ mm \quad \rightarrow \quad \frac{p}{f}\,(L_1 - C_c) = 336\ N\ >\ F_i = 324{,}2\ N$$

Da ciò si è verificato che effettivamente ogni molla può sopportare un massimo di *336N* con una deflessione di *7,5*mm, essendo il valore di carico massimo sopportabile maggiore della forza $F_i = 324{,}2\ N$ la molla scelta è giustificata.

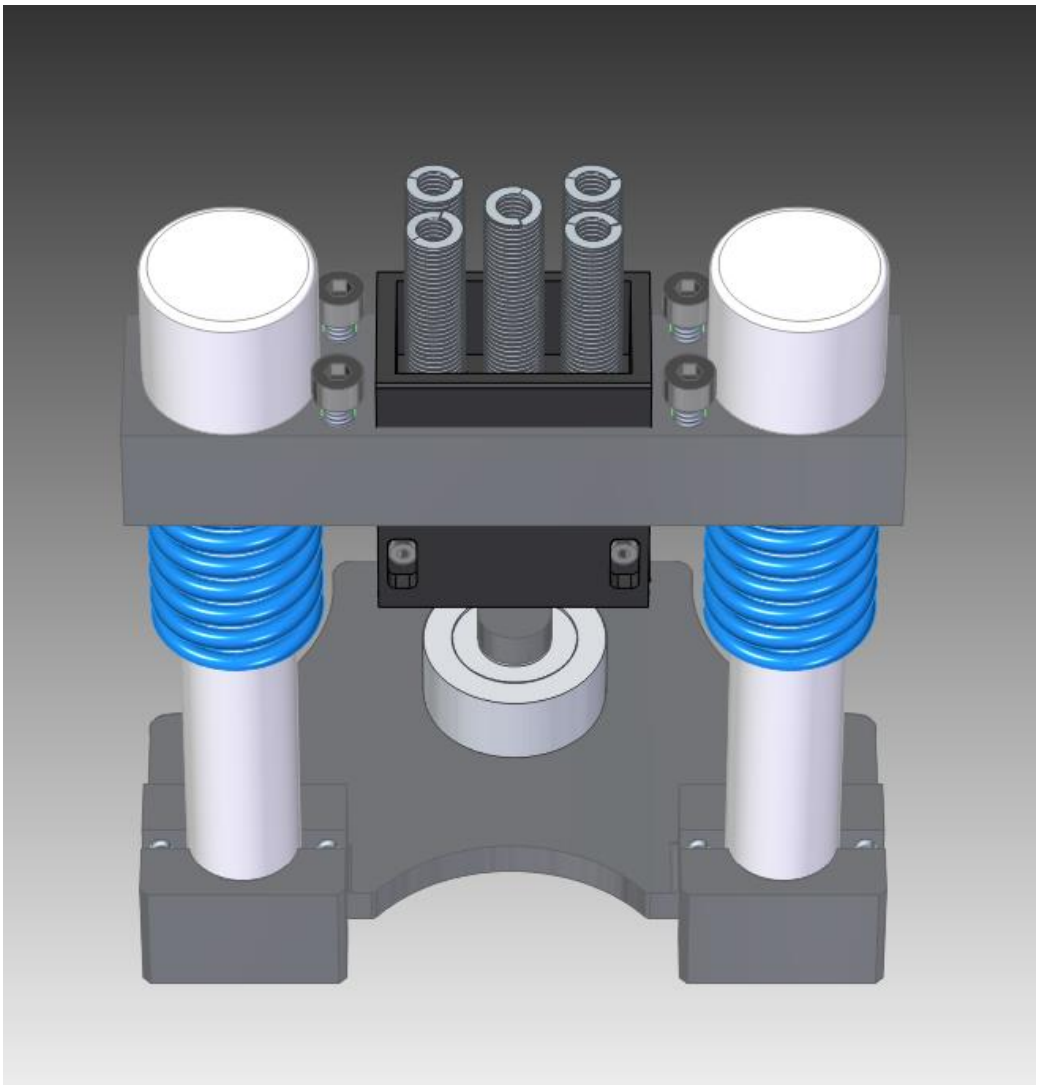


Figura 24: Rappresentazione della disposizione delle molle.

2.2 Matrice di sopporto per il taglio

Nella tradizionale operazione di tranciatura la matrice svolge come compito solo quello di essere la base fissa sulla quale viene compressa la lamina dal premilamiera e troncata dal coltello. Come si approfondirà nel capitolo inerente alla piegatura, la matrice contiene, inoltre, anche un tamburo rotante che eseguirà l'operazione di deformazione.

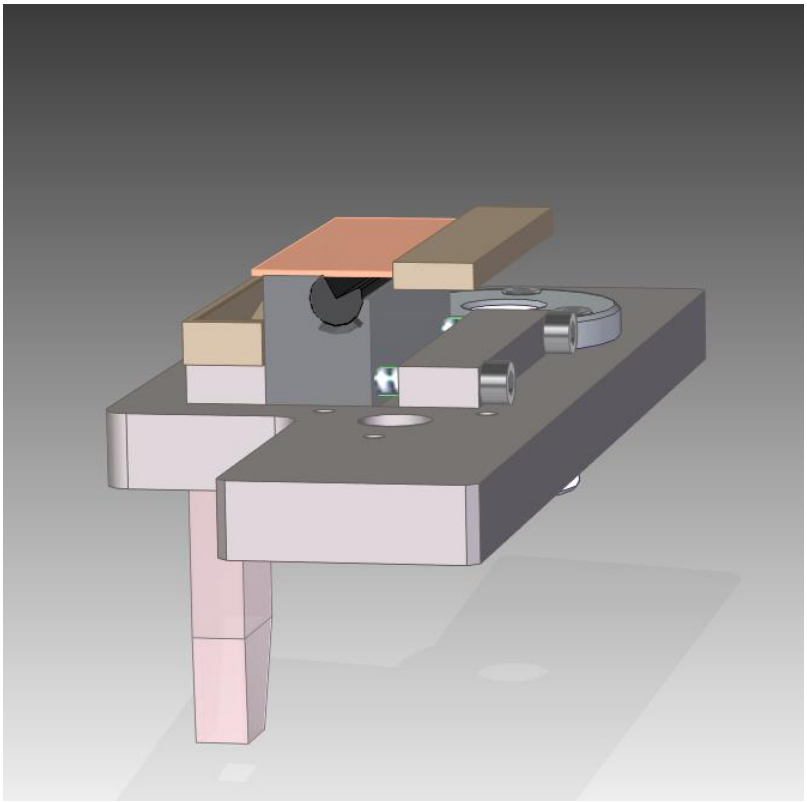


Figura 25: Rappresentazione della matrice di supporto alla tranciatura.

Come si può osservare dalla rappresentazione 3D CAD in Fig.25, la matrice è incastrata all'interno di un'asola eseguita sulla piastra sottostante, in questo modo essa potrà traslare lungo la direzione dell'asola. Questo meccanismo è necessario per regolare la distanza, e quindi il gioco, che vi è tra la superficie laterale della matrice e la coppia coltello-premilamiera.

Dalla formulazione analitica risulta che, affinché si abbia una troncatura di buona qualità, quindi senza la formazione di bave, si deve avere un gioco determinato dalla formula:

$$\boldsymbol{g} = 0{,}007\, S\, \sqrt{K_t} = 0{,}007 * 1 * \sqrt{240} = 0{,}099\, mm \;\cong 0{,}1 mm$$

Dove si ricorda che:

- $\boldsymbol{K_t}$ è la resistenza a taglio della lamiera, nel mio caso in esame vale 240MPa;
- $\boldsymbol{S}$ è lo spessore della lamiera, nel mio caso in esame è pari ad 1mm;

La matrice sarà posta a battuta, attraverso il pretensionamento di due viti, grazie a spessori metallici che verranno interposti tra lo spallamento della piastra e la matrice stessa. In questo modo scaricando le viti e modificando il numero di spessori, posso facilmente tarare la posizione della matrice e quindi, variare il gioco tra le parti.

Dalla Fig.26 inoltre, si può osservare il sistema di evacuazione dello scarto del tranciato; questo è essenzialmente formato da un contenitore in PVC forato ed inclinato posto immediatamente sotto la lamina in modo tale che lo scarto di rame possa scivolare sulla superficie inclinata e precipitare all'interno dei condotti predisposti fino ad arrivare al contenitore degli scarti posto sulla base dell'intelaiatura del macchinario.

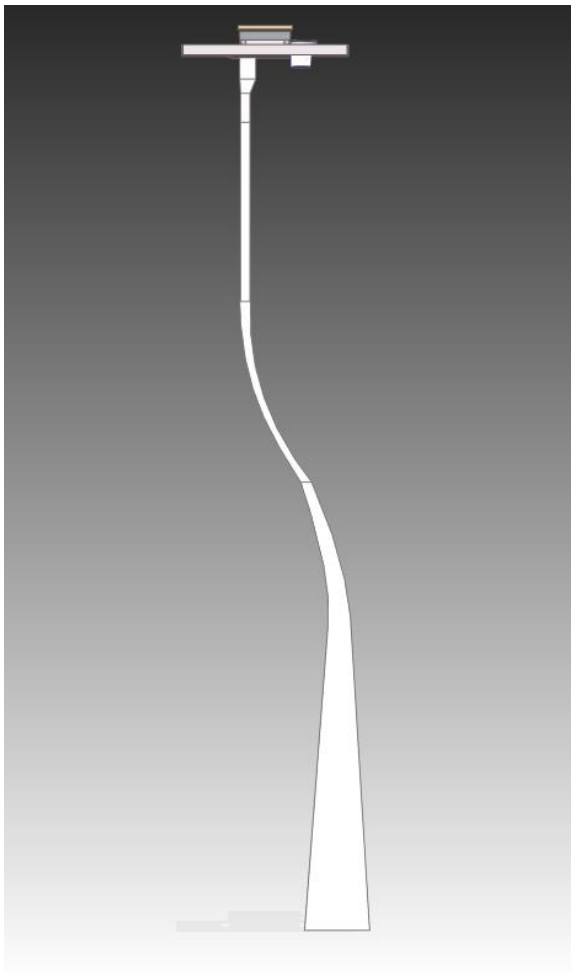


Figura 26:Rappresentazione sistema di evacuazione dello scarto di tranciatura.

2.3 Sistema di guida

Il sistema di guida è di fondamentale rilevanza in un macchinario di questo tipo in quanto ha l'importante compito di guidare, in maniera rigida e senza eccessivi giochi, due apparati, di cui uno solitamente fisso ed uno mobile, per farli convergere su una superficie comune. Il suddetto è composto da due colonne di guida della *Fibro* e da due bussole di guida con flangia e supporto per gabbia a sfere della stessa azienda produttrice. Le colonne scelte sono dotate di una scanalatura in modo che lo spallamento creatosi crea una superficie d'appoggio sulla piastra grazie al quale le colonne saranno in grado di trasportare verso il basso il sistema di tranciatura.

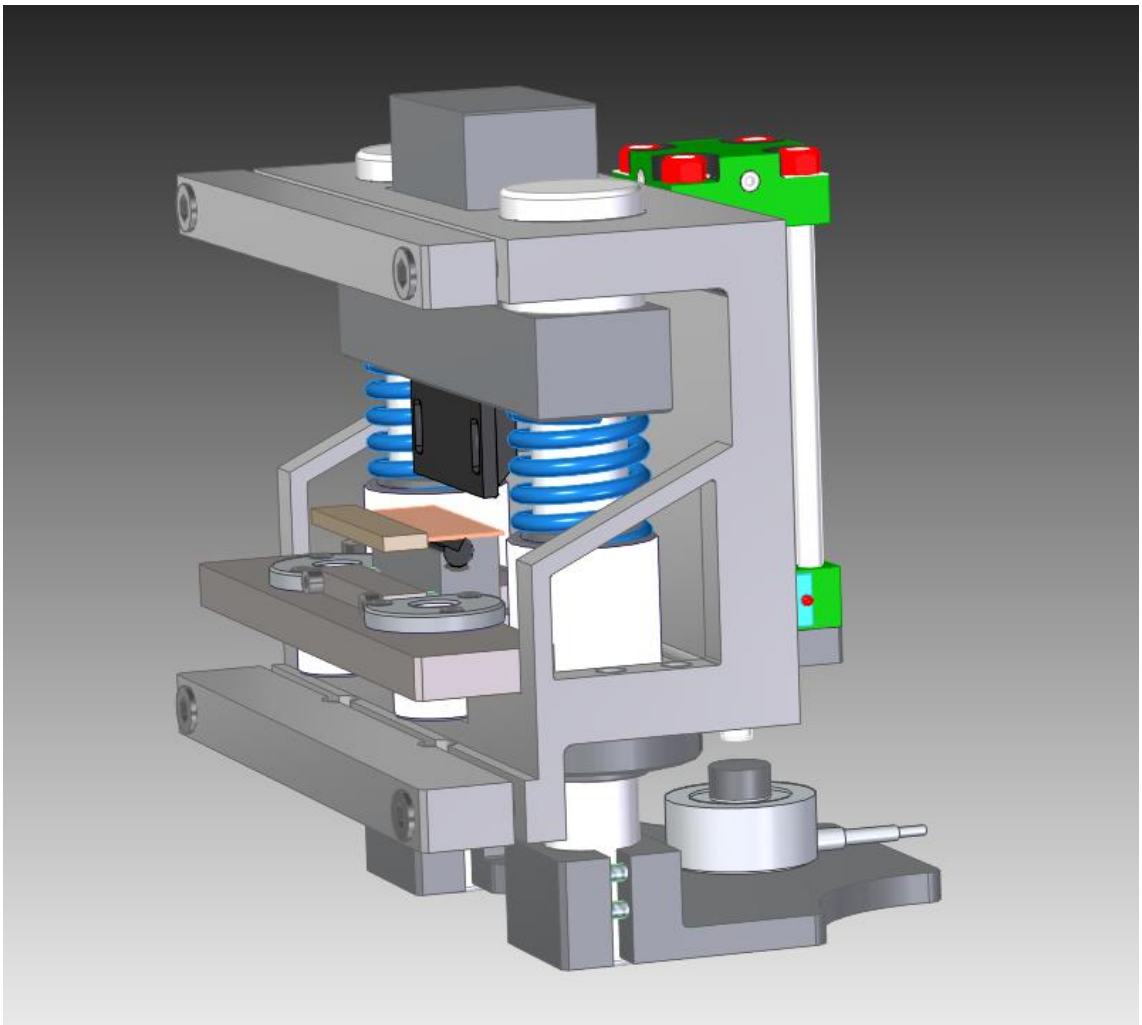
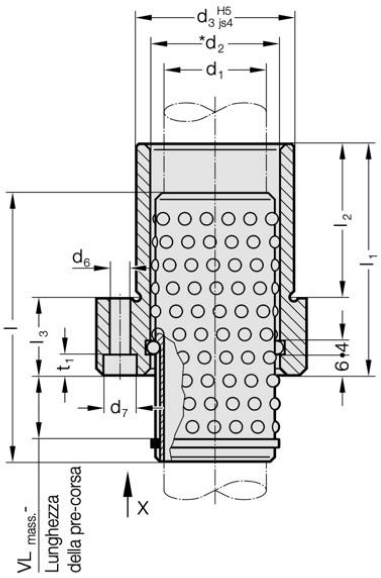


Figura 27:Rappresentazione 3D del meccanismo tranciante.

Come si osserva dalla Fig.27, intorno allo stelo delle colonne sono presenti due molle da stampi della *Mastersprings*, esse hanno il compito di riportare il meccanismo nella configurazione di riposo tramite la forza di reazione che generano durante la compressione dovuta alla lavorazione meccanica. Si vuole far notare che le suddette molle sono inserite tra la piastra superiore e le flange delle bussole della *Fibro*; queste a loro volta sono imbullonati dal basso sulla struttura a *C* che contiene i due sistemi. La bussola ha il compito di assorbire i carichi flessioni e guidare la colonna che scorre al suo interno tramite la gabbia a sfere. La scelta, ed il dimensionamento di questi componenti è stata eseguita in funzione del diametro interno della gabbia, il quale coincide con il diametro (esterno) della colonna, e dalla corsa che dovranno effettuare le colonne al loro interno. In particolare, si osserva che il rotolamento delle sfere fa compiere alla gabbia a sfere una traslazione che è pari alla metà della corsa dell'attrezzo. Perciò è stato necessario introdurre una compensazione della pre-corsa della gabbia a sfere; tale pre-corsa è stata scelta in modo da assicurare, durante la fase attiva del moto (penetrazione del coltello sulla lamiera), una posizione ottimale degli elementi di guida.

2091.67.



Materiale:
Bussola: Acciaio per utensili
Durezza: 62 ± 2 HRC
Gabbia: Ottone
Sfere: Acciaio temprato secondo DIN 5401

Figura 28: Bussola di guida con flangia e supporto per gabbia della Fibro.

Il diametro è stato dimensionato tramite la formula di *Navier*, e usufruendo della ricerca obiettivo di Excel, è stato ricavato un diametro $D = 30\ mm$.

Le caratteristiche delle colonne sono:

- **Materiale**: *acciaio din 9825/iso 9182-2 temprato superficialmente*
- ***Durezza*** *60 Hv;*
- $\boldsymbol{\sigma_r} = 900\ MPa$;
- $\boldsymbol{\sigma_s} = 650\ MPa$.

Mediante la formula di *Navier* è stata calcolata la tensione flettente $\boldsymbol{\sigma_f}$ e confrontata con la $\boldsymbol{\sigma_{adm}} = \frac{\sigma_r}{x} = \frac{900}{3} = 300\ MPa$, dove è stato scelto un coefficiente di sicurezza $\boldsymbol{x} = 3$.

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_x} y + \frac{N}{A} =$$

$$= \frac{\left(310000\ \left[\frac{N}{mm}\right]\right)}{(39760{,}78\ [mm^4])}\left(\frac{D}{2}\right) + \frac{(3100[N])}{(706{,}85[mm^2])} = 121{,}33\ MPa < 300Mpa$$

Dove:

- $\boldsymbol{M_f} = F_{tranciatura}\ d = 3100[N] * 100[mm] = 310000\ Nmm$;
- $\boldsymbol{I_x} = \frac{\pi * D^4}{64} = 39760{,}78\ mm^4$;
- $\boldsymbol{y} = \frac{D}{2} = 15mm$;
- $\boldsymbol{N} = F_{tranciatura} = 3100N$;
- $\boldsymbol{A} = \pi * \frac{D^2}{2} = 706{,}85\ mm^2$.

Ulteriormente, è stato fatto uno studio sulla vita a fatica delle colonne dal quale è risultato vita infinta del componente; ciò è dovuto soprattutto al basso valore di tensione σ_f ottenuto.

2.4 Sistema di azionamento

L'azionamento del sistema di tranciatura è ottenuto tramite un intensificatore di pressione ***X-ES*** della *TOX* al quale è collegato, tramite tubi in treccia metallica, un cilindro di azionamento idraulico. A seconda della forza di pressatura necessaria, dalle dimensioni, dal tempo ciclo e del numero di cilindri di rinvio necessari viene configurato il sistema. I cilindri di azionamento possono essere di tipo idraulico (*HZL)* o pneumatico (*X-AT)*.

I vantaggi di un sistema di questo tipo sono:

- Forza di pressatura variabile dai 20N ai 1700KN;
- Lunghi azionamenti di potenza;
- Dimensioni compatte dei cilindri di azionamento;
- Possibilità di utilizzo fino a sei cilindri di azionamento per ogni moltiplicatore;
- Basso rumore;

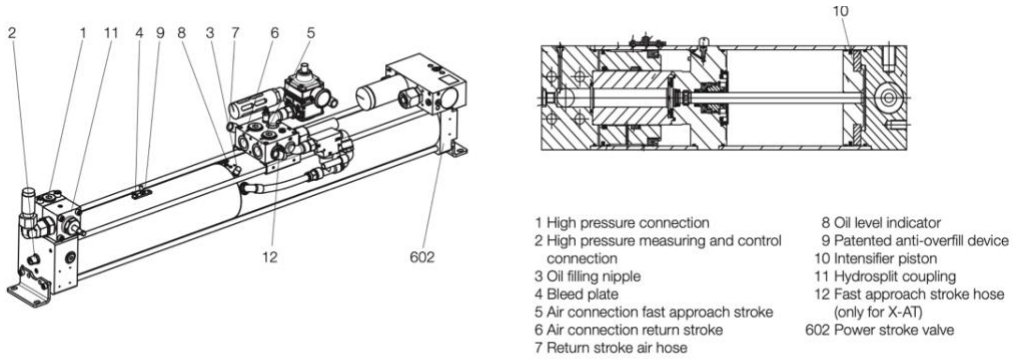
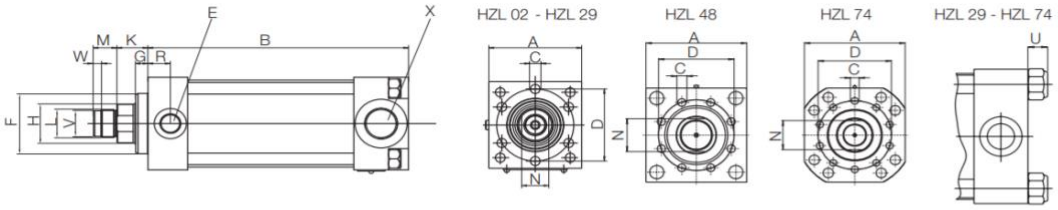


Figura 29: Intensificatore della TOX X-ES.

Per merito di un sistema di azionamento di questo tipo si è riusciti a concentrare grandi potenze in spazi ridotti. Basti osservare nelle due figure seguenti (Fig.30 e 31) le dimensioni e la massima pressione ottenibile del cilindro *HZL* scelto:



Forces

Type	Max. Press force at 250 bar oil pressure kN	Version	Total stroke	Fast approach force at 6 bar air pressure N	Return force at 6 bar air pressure N	V cm³	F_1 mm	F_2 per 100 mm hose length	Weight kg
HZL 02.101. 50	23	101	50	170	100	0.9	0.9	0.2	2
HZL 02.101.100	23	101	100	170	100	0.9	1.7	0.2	2

Figura 30: Quotatura cilindro di azionamento HZL.

Dimensions

Type	A	B	C	D	E*	F_{f7}	G	H	K	L	M	N	W	V_{g6}	R	U	X hydr.
HZL 02.101. 50	55	158	6xM6x12	42	G1/8"	32	9.5	16	27	M12x1.5	12	14	4	10	10	–	G1/4"
HZL 02.101.100	55	208	6xM6x12	42	G1/8"	32	9.5	16	27	M12x1.5	12	14	4	10	10	–	G1/4"

Figura 31:Dimensioni cilindro di azionamento HZL.

Nel momento in cui l'intensificatore di pressione ***X-ES*** trasferisce l'olio in pressione al cilindro *HZL*, lo stantuffo di quest'ultimo compirà una corsa di circa *60mm* andando a caricare il trasduttore di forza della *Kistler* il quale, a sua volta, agirà sulla piastra sottostante. Il movimento verso il basso della piastra trascinerà, attraverso le colonne di guida, il sistema composto da coltello-premilamiera verso la troncatura del tab.

Capitolo 3 - Sistema di piegatura

Il meccanismo che è stato pensato per generare la piegatura del tab metallico è rappresentato nel disegno 3D esposto qui in basso in Fig. 32:

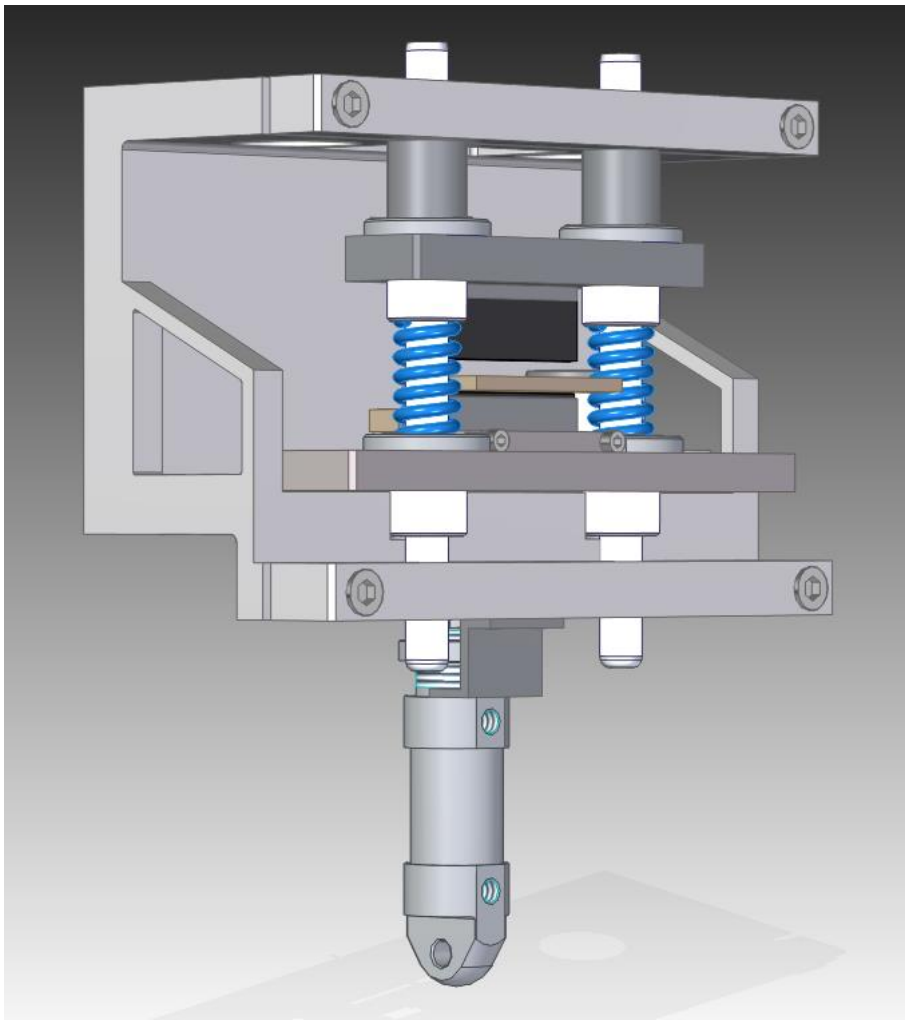


Figura 32:Sistema di piegatura.

Come si evince, anche il sistema di piegatura può essere scomposto in:

- Un assieme comprendente piastra, distanziali, bussole di fissaggio, colonne di guida e punzone fisso;

- Un complesso formato da matrice e piastra di ancoraggio della matrice;
- Sistema di azionamento pneumatico.

3.1 Distinta componenti

Anche il sistema di piegatura, come quello di tranciatura, è caratterizzato da un mix di componenti disegnati sul 3D CAD e componenti scaricati da catalogo. Partendo dalla parte superiore del meccanismo (con riferimento Fig.32), troviamo la piastra disegnata in modo tale da poter imbullonare su di essa i due collari solidali con le colonne di guida della *Fibro.* In particolare, a differenza delle colonne utilizzare nel sistema di tranciatura, queste sono colonne di guida coniche con fissaggio a collare intermedio. Come può essere osservato dalla Fig.33, esse sono prodotte con un collare di pezzo che viene imbullonato sul supporto del meccanismo di guida. È stata scelta questa tipologia di colonne in quanto quest'ultime non dovranno scorrere all'interno di bussole, ma sono vincolate in due punti da morsetti ricavati nella struttura a *C*. Inoltre, intorno alle suddette colonne sono state scelte due molle per stampi per generare una forza di reazione che stacchi la lamina dal tamburo una volta terminata l'operazione di piegatura.

Si vuole far notare che, per motivi correlati alla mancanza da catalogo CAD, di colonne di guida con fissaggio a collare con lunghezze l_2 e l_3 (in riferimento alla figura sottostante) compatibili con le dimensioni del sistema di piegatura, sono state scaricate colonne di guida lisce, non scanalate, con due manicotti di fissaggio.

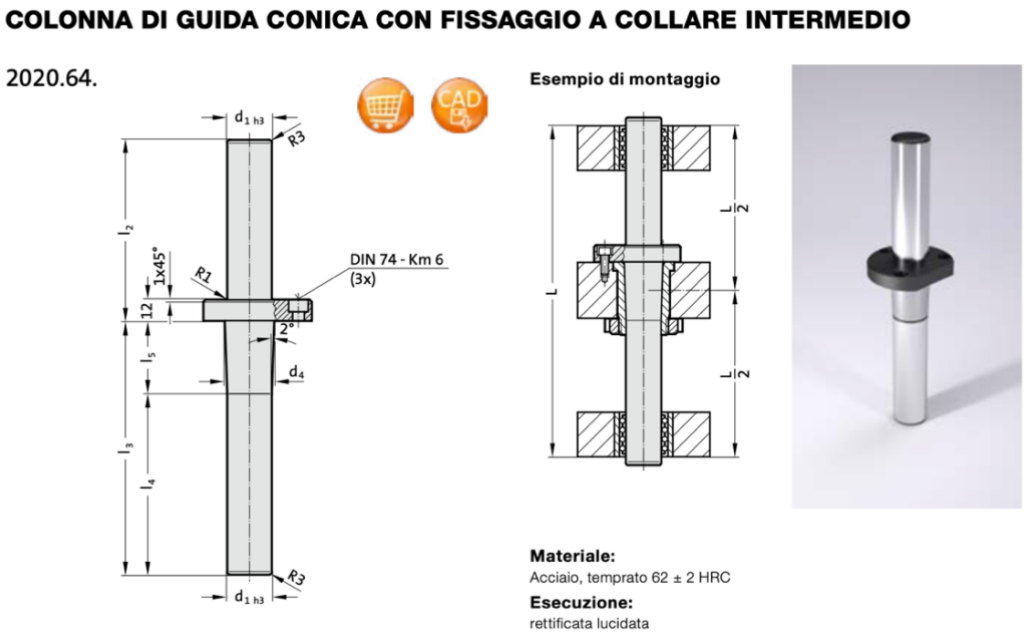


Figura 33:Colonne di guida coniche con fissaggio a collare intermedio della Fibro.

Dalla Fig.32 si notano inoltre, anche due distanziali metallici che permettono di portare in battuta la piastra superiore contro la struttura di supporto che contiene i due sistemi.

Continuando l'analisi dei componenti del meccanismo dall'alto verso il basso, si osservano dalla Fig.34 i seguenti membri:

- Il punzone, il quale è stato disegnato con la superficie che sarà in contatto con la lamina inclinata di circa *2,5°*, e con raggio di raccordo di $R = 2mm$ in modo da compensare il più possibile il ritorno elastico;
- Sottostante alle molle per stampi, e imbullonate alla piastra che include la matrice per la piegatura, vi sono due bussole con gabbia a sfere della *Fibro.* Queste hanno il compito di far scorrere la piastra verso l'alto sulla superficie esterna delle colonne, che, come detto, rimangono fisse perché vincolate dalla struttura di contenimento a *C*;

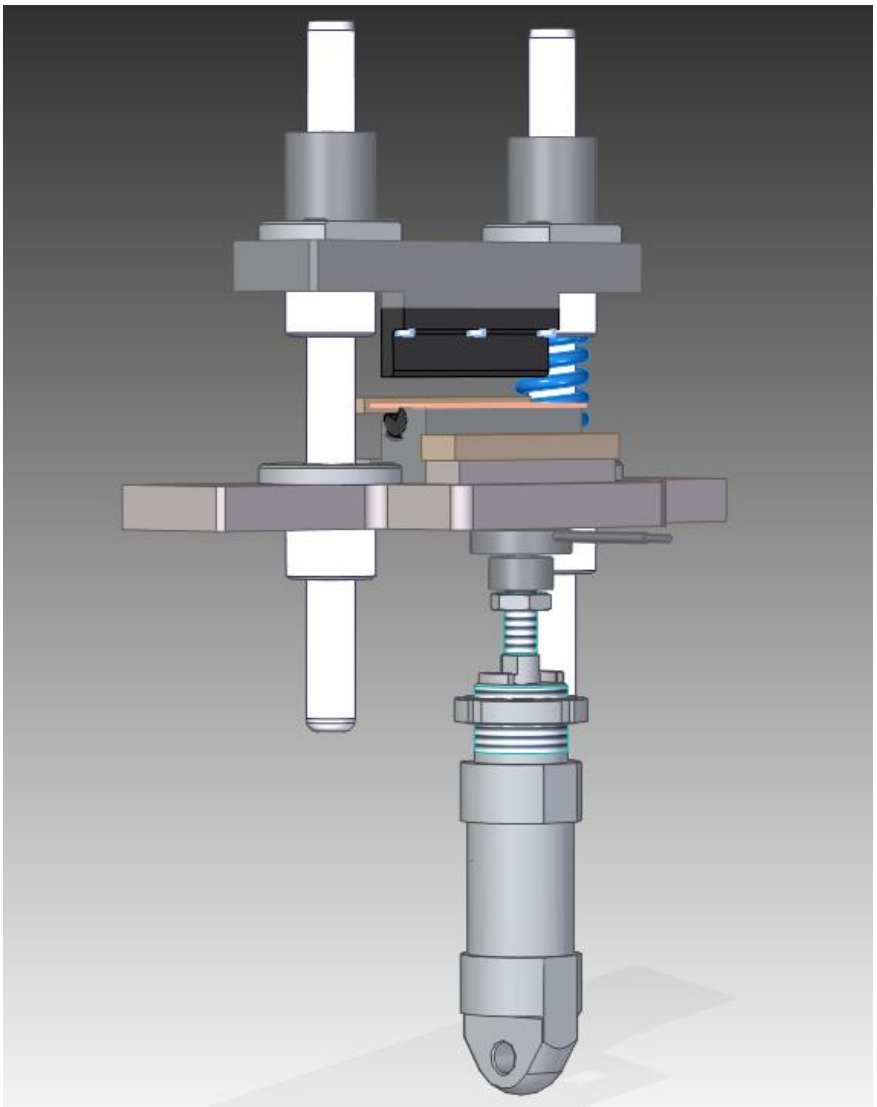


Figura 34:Rappresentazione semplificata del sistema di piegatura.

- Matrice di forma rettangolare con al suo interno un tamburo rotante. Questa è una tipologia di piegatura rotante trovata in letteratura tramite il produttore ***READY Benders*** (riferimento Fig.35), si tratta essenzialmente di un cilindro pieno sottratto di un quarto di cerchio e contenuto all'interno di una matrice con un'appropriata sede. All'interno della matrice vi è, inoltre, un sistema di molle necessarie a riportare in posizione il tamburo una volta eseguita l'operazione;
- Il contenitore deli scarti del taglio in PVC;

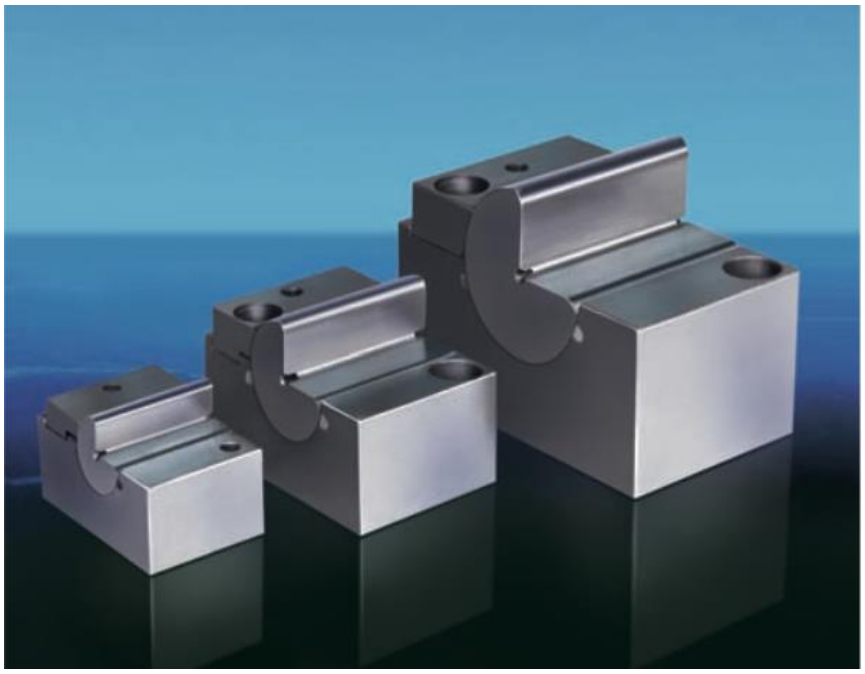
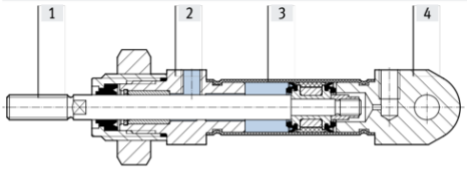


Figura 35:Esempi di utensili per effettuare piegature rotanti della READY.

- La piastra inferiore che blocca la matrice e su cui sono imbullonate le due bussole di scorrimento, e la cella di carico;
- Il trasduttore di forza della *Kistler,* il quale è in grado di misurare carichi che vanno da $0\ N\ ai\ \ 5000\ N$ di forza.
- Azionamento pneumatico della *Festo Basic Type* capace di generare una spinta massima di $P_{max} = 4000\ N$ (con riferimento Fig.36).

Materials

Sectional view



Standards-based cylinder		Basic type	S6/A1	A3	TT
[1]	Piston rod	High-alloy stainless steel			
[2]	Bearing cap	High-alloy stainless steel			
[3]	Cylinder barrel	High-alloy stainless steel			
[4]	End cap	High-alloy stainless steel			
–	Seals	TPE-U (PUR) media seal (modified for resistance to hydrolysis and cleaning)	FPM	UHMW-PE	TPE-U (PUR) (suitable for low temperatures)
	Note on materials	RoHS-compliant			
		–		Contains paint-wetting impairment substances	
Maritime classification[1)]		See certificate			

Figura 36: Sezioni del cilindro pneumatico Festo Basic Type.

3.2 Meccanismo di deformazione

Se nella tranciatura era il binomio premilamiera-coltello ad eseguire la corsa verso il basso in direzione della matrice fissa per effettuare la lavorazione, nel caso del sistema di piegatura invece, il membro mobile è la matrice, la quale esegue la corsa verso l'alto in direzione del punzone fisso. Questa inversione del senso di traslazione tra la tranciatura e la piegatura, è stato necessario visto che i due sistemi sono azionanti da componenti diversi, per questo la scelta di inserire un cilindro pneumatico al di sotto della struttura a *C*, la quale essendo forata, permetterà allo stantuffo del cilindro di innalzare la piastra su cui giace la matrice.

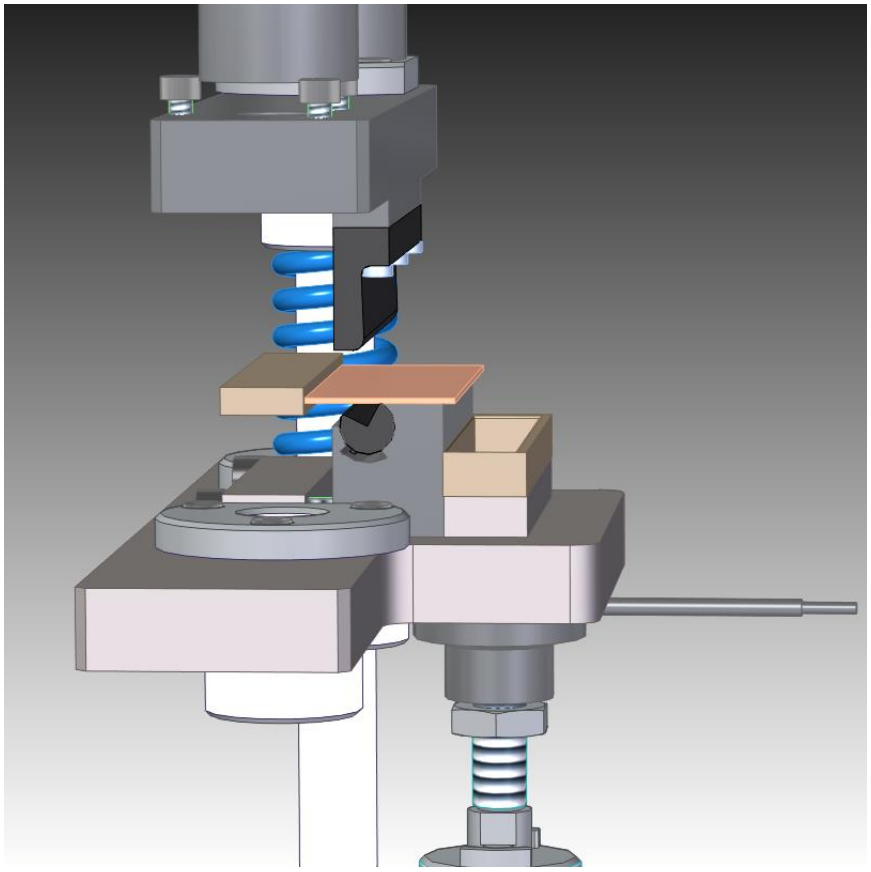


Figura 37: Visualizzazione schematica sistema di piegatura.

3.2.1 Ruolo del tamburo rotante all'interno della matrice

La deformazione plastica della lamiera non avviene tramite un meccanismo tradizionale di piegatura, bensì essa è eseguita sfruttando la rotazione di un tamburo che sarà libero di ruotare all'interno della propria sede nella matrice. Dunque, nella tranciatura la matrice aveva il compito marginale di supporto per la lamiera durante l'esecuzione del taglio, nella piegatura invece, la suddetta eseguirà l'operazione principale.

In particolare, la sequenza della lavorazione è composta dai seguenti steps:

1. Tramite un segnale elettrico proveniente dal sistema di controllo, il cilindro pneumatico aziona il movimento dello stantuffo, il quale attraverso un foro presente sulla struttura di contenimento a *C*, caricherà la cella di carico solidale sulla superficie inferiore della piastra;
2. Il trasduttore di forza a sua volta imprimerà una forza alla piastra, che si metterà in movimento insieme alla matrice fin tanto che non si arrivi al contatto tamburo-lamiera-punzone;
3. Con riferimento alla sequenza di piegatura in Fig. 36, si osserva che una volta che il tab è in adesione con il punzone (*clamp contact*), l'extra corsa della matrice contro la superficie raccordata del punzone, genererà la rotazione del tamburo in senso antiorario (*bend-midstrocke*). Si può immaginare come l'extra corsa della matrice sarà tale da far ruotare il tamburo fin tanto che la superficie laterale dello stesso non sia parallela alla faccia del punzone, e quindi, fin tanto che la lamiera non si sia deformata assumendo la geometria del punzone stesso (*overbend-die closed*)
4. Terminata la deformazione, la matrice tornerà nella configurazione iniziale eseguendo uno spostamento verso il basso, mentre il tamburo ruoterà nuovamente in senso orario per effetto della reazione delle molle ad esso collegate;
5. Infine, tutto il macchinario si muoverà per lasciar libera la cella già lavorata, e iniziare un nuovo ciclo di tranciatura-piegatura su un nuovo tab.

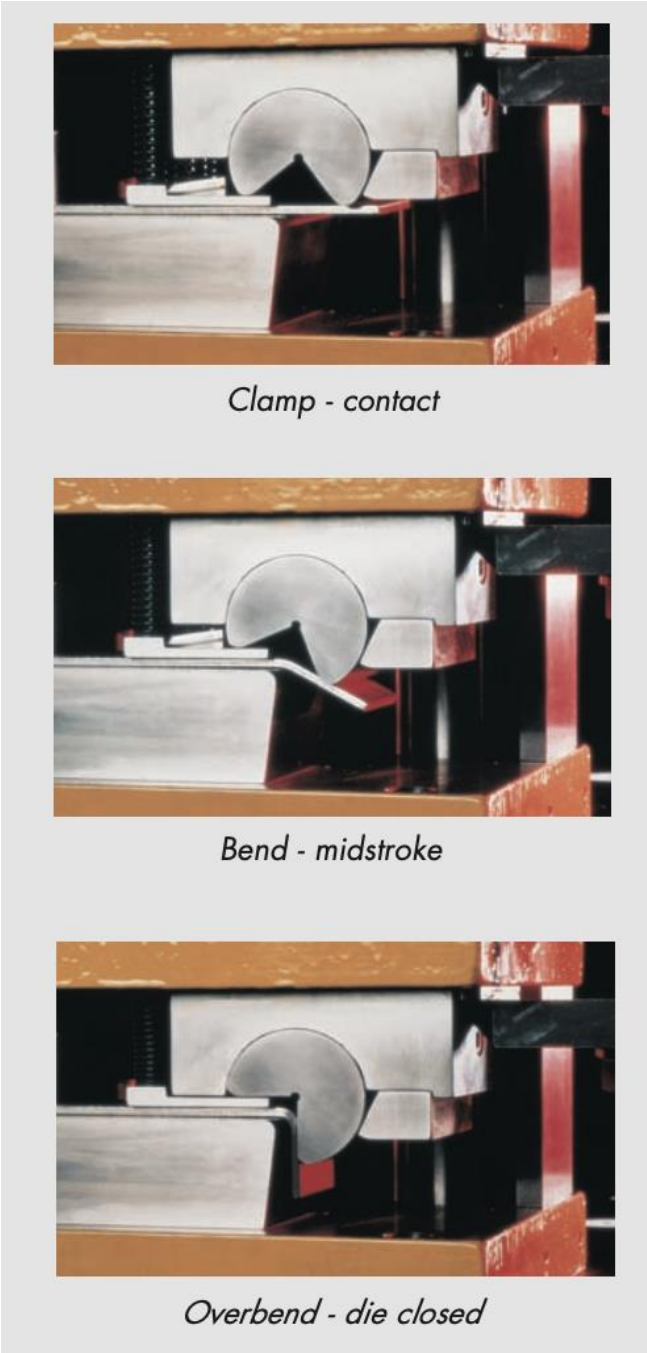


Figura 38:Sequenza della piegatura rotante.

3.3 Ritorno elastico e forze di piegatura

Tra gli aspetti più importanti dell'operazione di piegatura è senz'altro la quantificazione del ritorno elastico. Come preannunciato nel Capitolo 1 dell'elaborato, il ritorno elastico delle lamiere è quella caratteristica del materiale a riportarsi parzialmente, o totalmente,

nella configurazione non deformata una volta rilasciata l'applicazione del carico. Questa tendenza risulta essere di maggior entità per materiali molto duttili, con modulo di Young E basso, e per deformazioni con raggi di curvatura del punzone tendenzialmente alti. Come si è visto uno dei metodi per ridurre il ritorno elastico è quello di aumentare la corsa del punzone, che nel nostro caso vuol dire aumentare la rotazione e la corsa verso l'alto del tamburo.

Il rapporto di ritorno elastico è calcolato come:

$$K = \frac{\alpha_f}{\alpha_i} = 4\left(\frac{R_i \sigma_s}{E\ s}\right)^3 - \left(\frac{R_i \sigma_s}{E\ s}\right) + 1 = 0{,}98$$

$$\alpha_f = \frac{\alpha_i}{K} = \frac{90}{0{,}98} = 91{,}9°$$

Da cui si ricava l'angolo di ritorno elastico:

$$\rho = \alpha_i - \alpha_f = 90 - 91{,}2 \cong 92°$$

Dove:

- $\boldsymbol{\alpha_i}$ è l'angolo esterno sotto carico;
- $\boldsymbol{R_i}$ è il raggio di piegatura sotto carico;
- $\boldsymbol{\alpha_f}$ è l'angolo eterno dopo il rilascio del carico.

Questo valore ottenuto analiticamente del ritorno elastico è stato poi verificato da prove sperimentali osservabile nel Capitolo dedicato ai risultati. In particolare, è stata eseguita piegatura a 90° su una barretta di rame elettrico di dimensioni paragonabili a quelle dei tab, utilizzando una matrice con un raggio di raccordo di $R = 2mm$. La barretta è stata successivamente inserita in un macchinario di visione dal quale è venuto fuori un angolo di ritorno elastico $\rho \cong 2{,}5°$ come si osserva dalla Fig. 39.

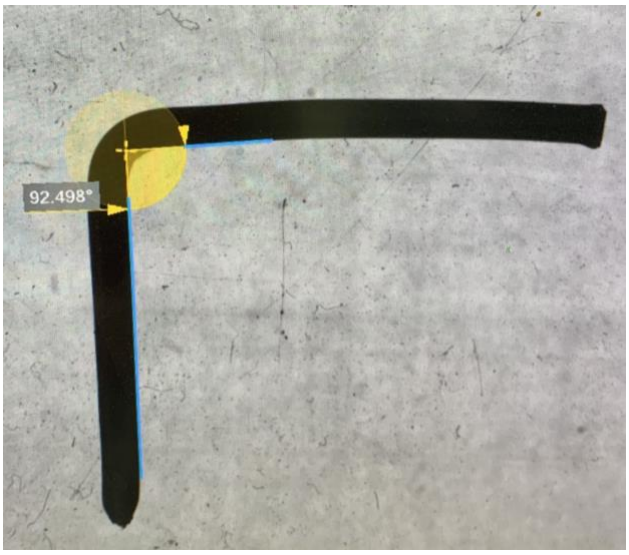


Figura 39:Valutazione del ritorno elastico di una barretta di rame elettrico.

Il calcolo della forza di piegatura è stato approssimo tramite la formula della piegatura ad L precedentemente proposta:

$$F_{piegatura} = \frac{1}{6}\sigma_0 bs = \frac{100[MPa]\ 70[mm]\ 1[mm]}{6} = 1166N$$

Dove:

- $\boldsymbol{\sigma_0} = 100\ MPa$ è la tensione di snervamento;
- $\boldsymbol{b} = 70mm$ è la lunghezza di piegatura;
- $\boldsymbol{s} = 1mm$ è lo spessore della lamiera;

Questo è solo un valore di stima della forza in quanto la suddetta formulazione vale per il calcolo di una forza F applicata ad un estremo di una piastra incastrata nell'estremo opposto ammettendo, come ipotesi importante, che la forza sia costante durante l'azionamento. Come si è fatto notare, però, il meccanismo deformativo utilizzato non è convenzionale, per questo motivo una forza di piegatura più plausibile è stata determinata dalle simulazioni agli elementi finiti. A tal proposito si vuole far notare che la suddetta forza di piegatura, e in generale lo stato tensionale e deformativo del tab, varia di molto in funzione della tipologia di curva $\sigma - \varepsilon$ che definisce il comportamento del materiale scelto per il tab. Questo aspetto verrà trattato nel capitolo inerente ai risultati.

Capitolo 4 - Sistemi di movimentazione

La porzione di macchinario che contiene il meccanismo di tranciatura e di piegatura, come detto, ha quattro gradi libertà nello spazio che gli permetteranno di posizionarsi in maniera tale da poter eseguire le due lavorazioni in modo preciso grazie ad un sistema di visione coordinato dal centro di controllo del macchinario.

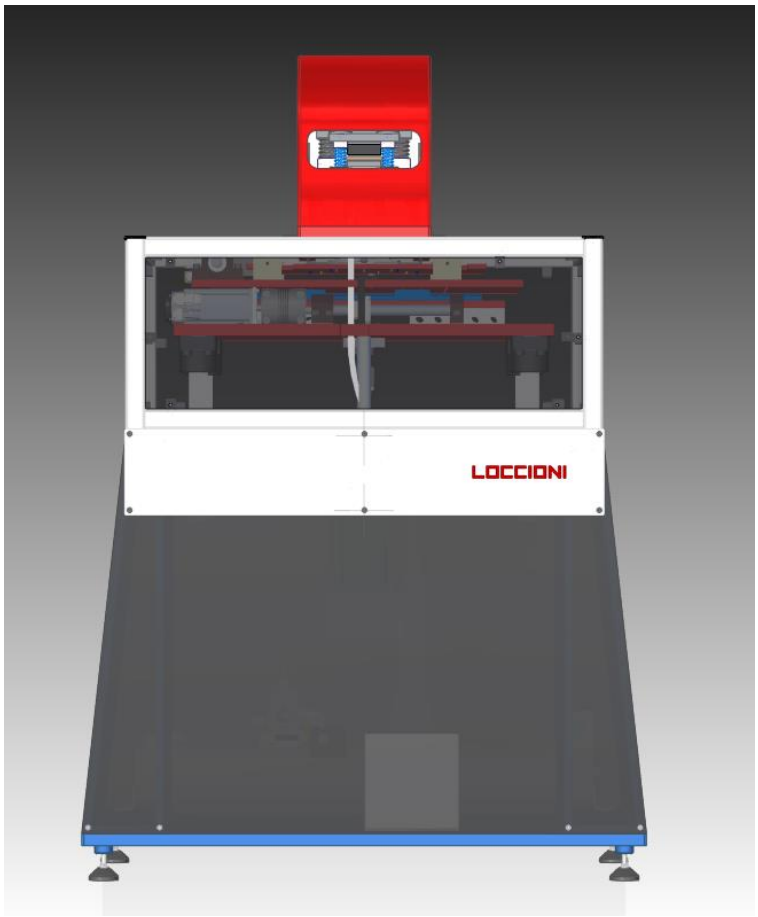


Figura 40:Rappresentazione intera del macchinario.

La sequenza delle movimentazioni che la carenatura di colore rosso (con riferimento alla Fig. 40), la quale contiene i due sistemi di tranciatura e piegatura precedentemente definiti, compirà per collocarsi nella posizione definita, sarà:

1. Escursione verso l'alto in direzione *Y* tramite l'apposito sistema di traslazione. In questo modo tutto il meccanismo si sposterà dalla configurazione di riposo per elevarsi di circa 10cm disponendosi in modo tale da avere un parallelismo tra la superficie della matrice e quella del tab;
2. Traslazione nella direzione del pallet lungo l'asse *Z* tramite un meccanismo di spinta eseguito da un sistema vite-madrevite e lo scorrimento di due pattini su due guide lineari;
3. Rotazione attorno all'asse *Y* della carenatura tramite due guide curve con i relativi pattini;
4. Traslazione nella direzione *X* parallela al conveyor, anch'essa eseguita tramite un meccanismo di vite a ricircolo di sfere.

Una volta terminate le due lavorazioni sul tab della prima cella presente nel pallet, il macchinario eseguirà nuovamente la stessa sequenza di movimenti in modo da orientarsi per eseguire le operazioni sul tab della seconda cella. Concluse queste, il sistema torna nella configurazione di riposo pronto per un nuovo ciclo.
I citati sistemi di movimentazione sono stati progettati in cascata all'interno del macchinario, in modo che la piastra che funge da base, o da telaio, per un meccanismo vada a coincidere con la componente mobile del meccanismo successivo. In questo modo ogni sistema movimenterà quello che lo precede.

Partendo dall'alto verso il basso nel macchinario troviamo la seguente successione di automatismi:

1. Sistema di rotazione;
2. Sistema di traslazione lungo z;
3. Sistema di traslazione lungo x;
4. Sistema di traslazione lungo y.

4.1 Sistema di rotazione

Il meccanismo di rotazione che permetterà al sistema di orientarsi rispetto l'aletta della cella, è stato pensato composto da un motore elettrico che, tramite una coppia cinematica composta da due ingranaggi, mette in rotazione il supporto della struttura a *C* contenente i due sistemi di tranciatura e piegatura. Come si può osservare dalla Fig.41 e dalle successive immagini, quindi, il motore è stato disposto in posizione verticale e imbullonato su una piastra in alluminio, la quale viene bloccata saldamente su due basamenti solidali con la piastra che funge da telaio per il meccanismo in questione. Dalla medesima figura si può osservare come la rotazione dell'albero del motore metta in rotazione il pignone ed il calettatore ad esso solidale, il quale ingrana sulla cremagliera (di colore rosso in figura). Questa, essendo vincolata alla struttura di supporto, permette la rotazione della stessa attraverso il sistema di guida curva con i rispettivi pattini.

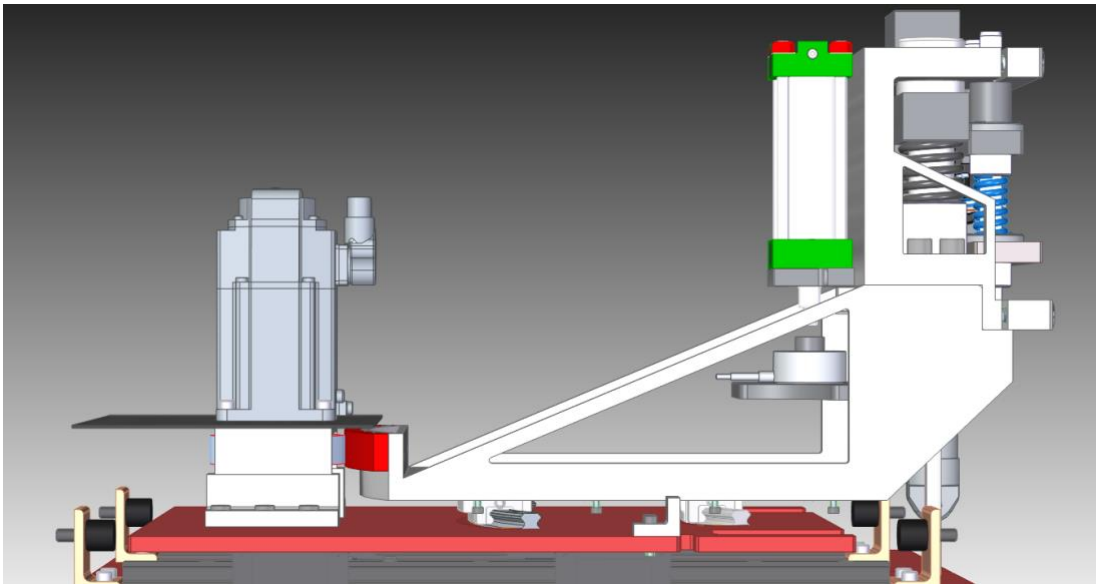


Figura 41: Rappresentazione meccanismo di rotazione.

Il motore scelto per questa applicazione è un servomotore sincrono della *Bosch MS2N03* di coppia massima $C_{max} = 7{,}5\ Nm$ a $n_{max} = 9000\ min^{-1}$ autoraffredato. Questo è stato dimensionato attraverso il software ***Linselect*** della *Bosch* il quale, tramite l'inserimento di input quali carico da movimentare, tempo ciclo e tipologia di trasmissione del moto, suggerisce la tipologia di propulsore elettrico da utilizzare.

Dalla Fig.42 si possono osservare, inoltre, le due guide curve della *Bosch* con i tre pattini ad esse collegate. Le guide sono state incassate su due asole disegnate sulla piastra base del meccanismo in modo che da un lato esse si trovino in battuta sulla piastra, e dall'altro sono bloccate da spine di centraggio a testa esagonale.

La disposizione e le dimensioni delle guide sono state scelte in modo da avere il centro di rotazione in corrispondenza dell'asse perpendicolare al tab; in questo modo azionando il motore elettrico la struttura ruoterà attorno all'aletta della cella.

Per quanto concerne i pattini essi sono imbullonati sulla piastra di supporto in acciaio (di colore grigio in riferimento alla Fig. 41), in modo da ottenere una rotazione relativa tra la suddetta piastra solidale con i sistemi di lavorazione e quella che funge da telaio per questo meccanismo, la piastra color rosso.

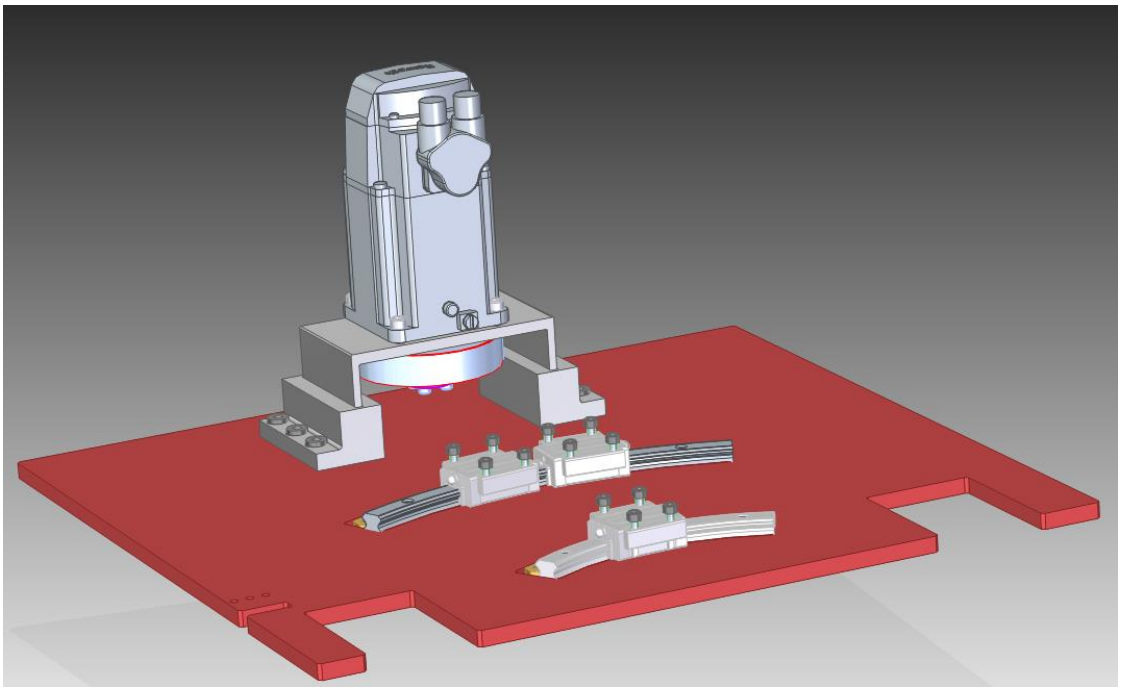


Figura 42:Rappresentazione del meccanismo di rotazione (2).

4.2 Traslazione lungo Z

La movimentazione lungo l'asse *Z* rappresenta lo spostamento dell'assieme nella direzione di avvicinamento e/o allontanamento dal pallet, dunque, è quel grado di libertà

che permetterà al sistema di avanzare verso la cella e quindi di eseguire le due lavorazioni sul tab.

Il meccanismo pensato per questo tipo di traslazione è una movimentazione eseguita da una vite a ricircolo di sfere; cioè una vite che, messa in rotazione, si avvita in una chiocciola, la quale è imbullonata sulla superficie che trasporterà il sistema.

In questo modo si riesce a muovere una piastra mobile rispetto un sistema di riferimento fisso. Nel nostro caso la superficie mobile è la lastra che fungeva da telaio nel meccanismo di rotazione, cioè la piastra sulla quale giacciono le guide curve del suddetto meccanismo e i pattini del sistema traslante lungo *Z*, mentre il riferimento fisso è una diversa piastra sulla quale sono montate le guide lineari del sistema di traslazione lungo *Z* e i pattini del sistema di traslazione lungo *X*.

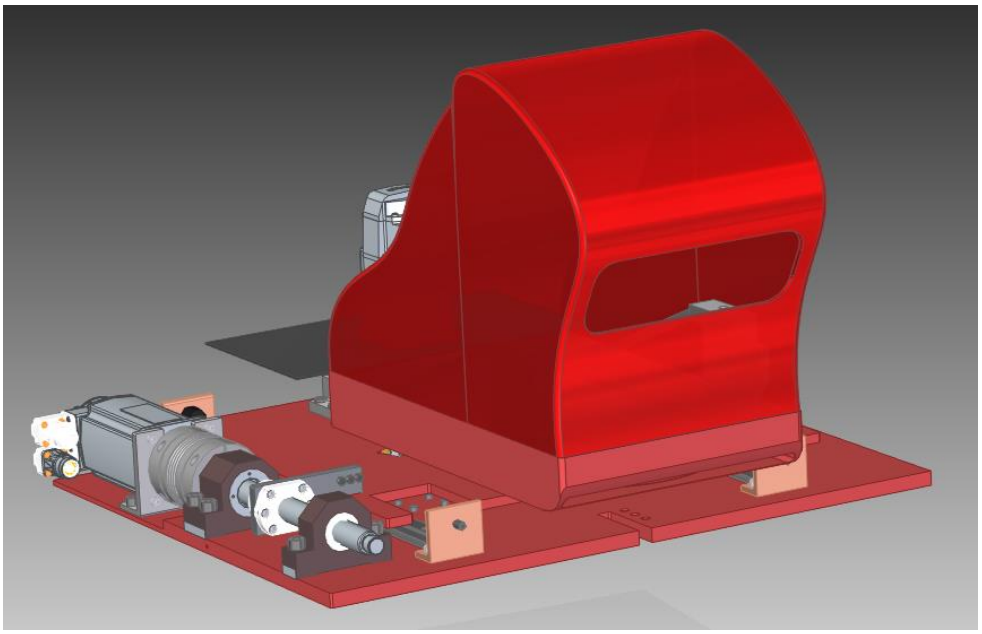


Figura 43:Rappresentazione sistema di traslazione lungo z (1).

Con riferimento alla Fig.45, si può osservare che la traslazione è consentita dai seguenti componenti:

- Servomotore elettrico *Bosch* della categoria *MSK040C-0600-NN-M1-AGO-NNN* senza freno di $C_{max} = 15\ Nm$ a $n_{max} = 7500\ min^{-1}$ il quale è fissato sulla lastra base tramite un supporto di alluminio ad *L*. Il propulsore è stato dimensionato tramite il software *Lineselect* della Bosch inserendo come input: il tempo di esecuzione (stimato a $t = 1{,}6s$), il peso delle masse da trascinare

(stimate da disegno 3D di $m \cong 65\ kg$), la corsa di avanzamento di $C = 60\ mm$ a cui sono stati aggiunti *10mm* di *extra-corsa,* e la ripetibilità e precisione del posizionamento impostato sulla classe *"media";*

- Giunto a soffietto metallico della ***R+W*** ad alta precisione con giochi ridotti. Questo vincola rigidamente l'albero motore con la vite in modo da trasferire alla vite il moto di rotazione prodotto dal motore. Un giunto di questo tipo ha anche lo scopo di assorbire piccoli disallineamenti assiali tra i due membri vincolati;
- Vite *Bosch* della categoria *BASA FEM-E-B 20x5 T7* riportata in Fig.43. Dove per *basa* si intende "*ball screw assembly"* ed è la tipologia di vite a ricircolo di sfere, il valore *20x5* indica un diametro nominale di *20mm* ed un passo della vite di *5mm,* e l'acronimo *FEM-E-B* indica una chiocciola singola flangiata. Quest'ultima è poi imbullonata ad una chiavetta metallica che sarà a sua volta fissata sulla lastra mobile che viene trasportata;

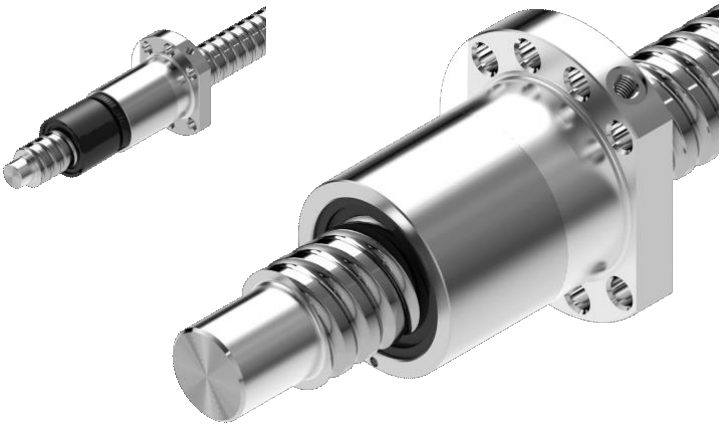


Figura 44:Vite BASA 20x7 T7 FEM-E-B.

- Vi sono infine due supporti cuscinetti di vincolo. Il primo nella sequenza è un supporto della serie *SEB-F* che vincola la vite assialmente con una doppia corone di sfere a contatto obliquo; il secondo è un supporto serie *SEB-L* che concede una vincolatura libera assialmente. Questi due componenti hanno il compito di guidare in maniera precisa l'avanzamento della vite all'interno della madrevite, e vincolare l'assieme su un riferimento base fisso.

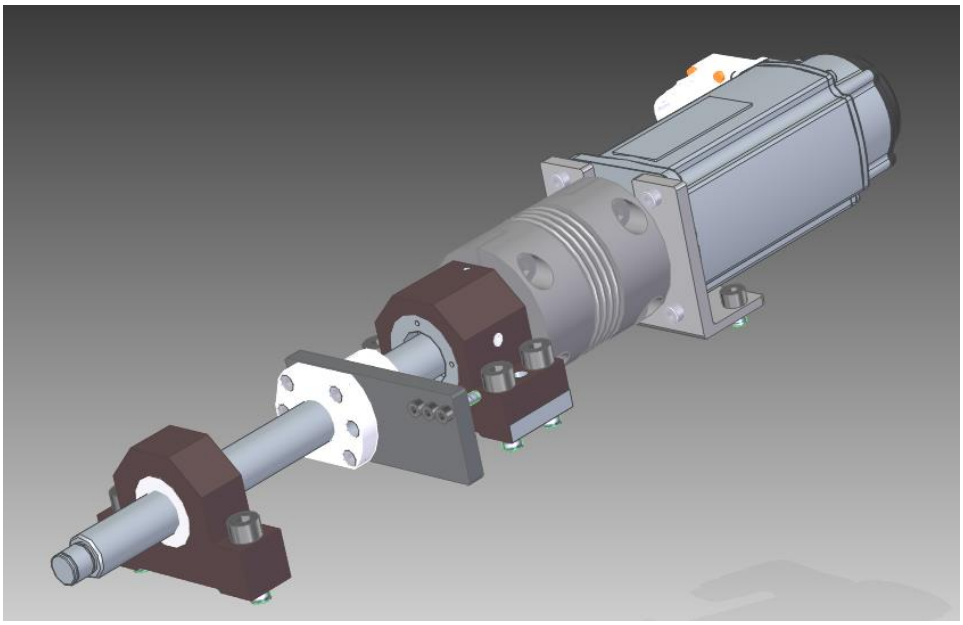


Figura 45: Rappresentazione sistema di traslazione lungo asse z (2).

La traslazione relativa tra le due piastre, quella mobile e quella fissa, è stata ottenuta nuovamente tramite un sistema di guida, in questo caso di tipo lineare, formato da due guide e quattro pattini. Come nel maccanismo che permetteva la rotazione dell'assieme, anche in questo caso le guide sono vincolate sulla piastra che funge da telaio, mentre i pattini che scorrono su di esse sono vincolati alla piastra sopraelevata mobile, come si può verificare dalla Fig.47. Anche in questo caso, quindi, le guide sono vincolate tramite uno spallamento eseguito sulla piastra fissa e da spine a testa cilindrica.

Dalle immagini si può osservare anche come la corsa della piastra mobile, e quindi dell'intero macchinario, si arresti in prossimità di un tampone in gomma con il relativo supporto posizionato all'inizio e alla fine della guida lineare.

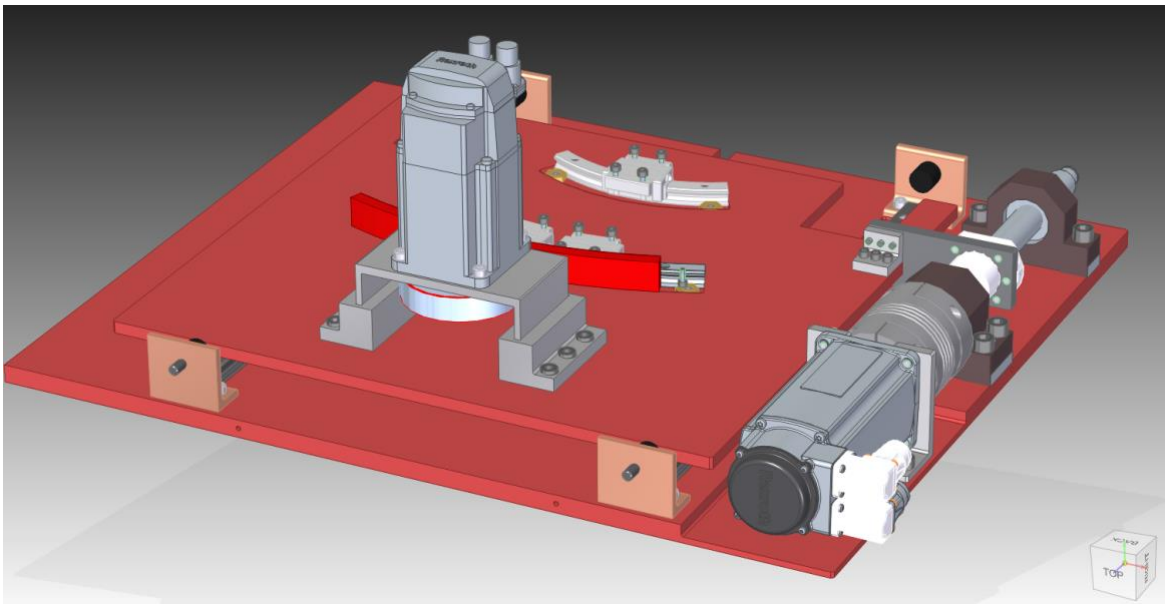


Figura 46:Rappresentazione sistema di traslazione lungo asse z (3).

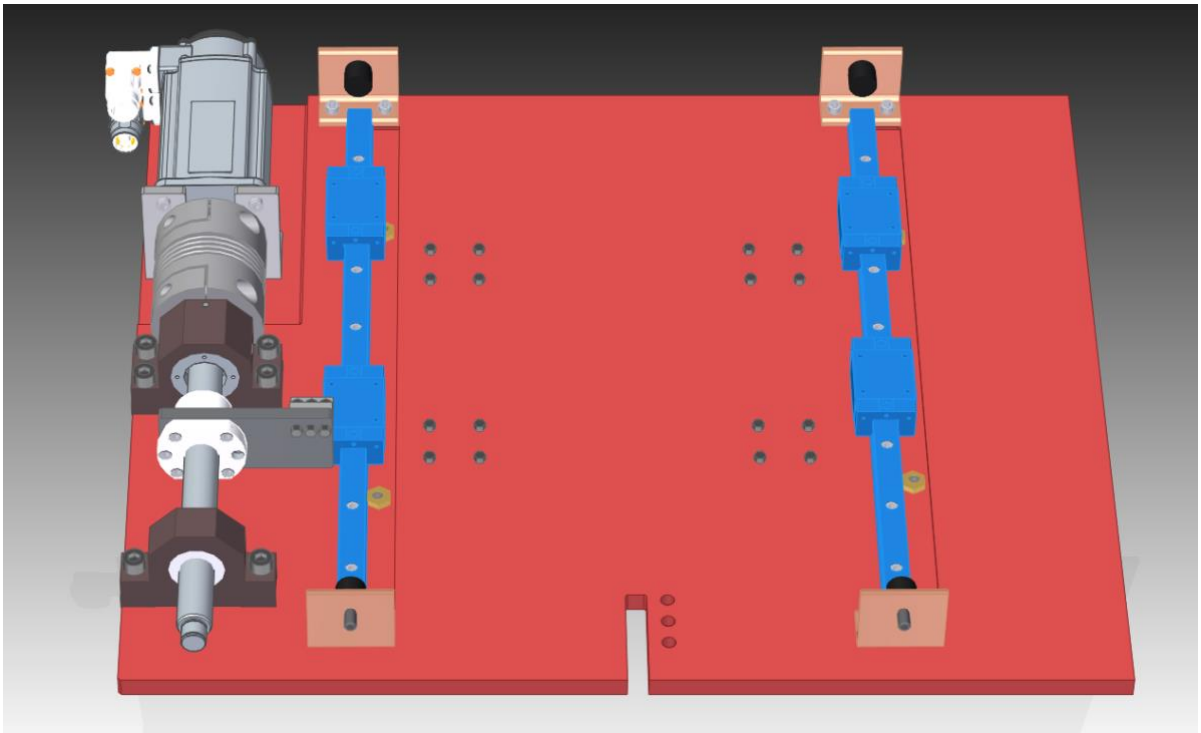


Figura 47:Rappresentazione sistema di traslazione lungo asse z (4).

4.3 Traslazione lungo X

La traslazione lungo l'asse *X* fornisce lo spostamento del sistema lungo la direzione parallela al conveyor su cui giace il pallet. Questo meccanismo di movimentazione è identico a quello che concede la traslazione su *Z*, sono stati utilizzati i medesimi componenti con l'unica differenza che la piastra che fungeva da telaio fisso nel sistema precedente è ora la piastra mobile, mentre il sistema stazionario coincide con un'ulteriore diversa piastra. Come si può vedere dall'immagine riportata in basso (Fig.48 e Fig.49) tra le due lastre giace una terza sulla quale sono vincolate le guide, questa è fissata su supporti in alluminio.

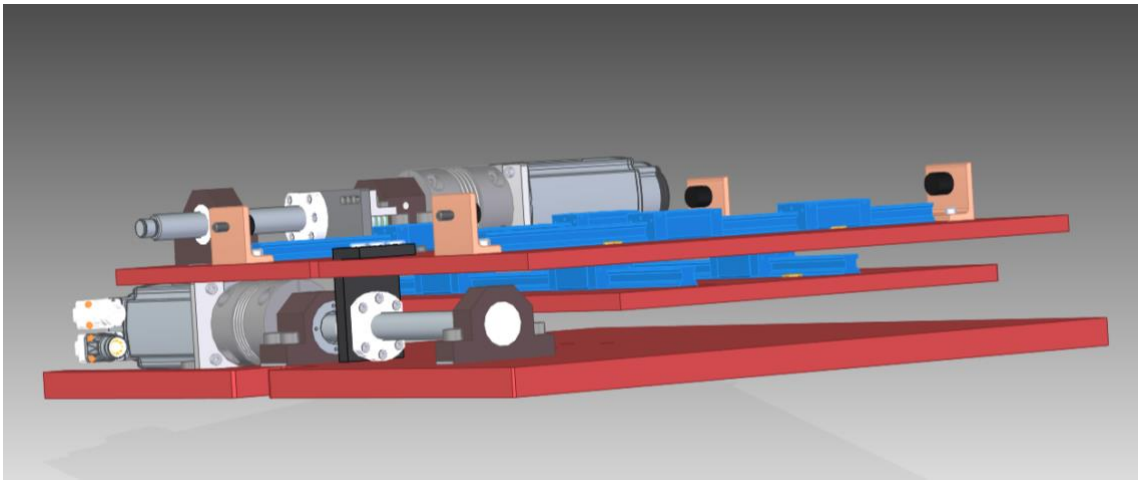


Figura 48: Rappresentazione sistema di traslazione lungo x (1).

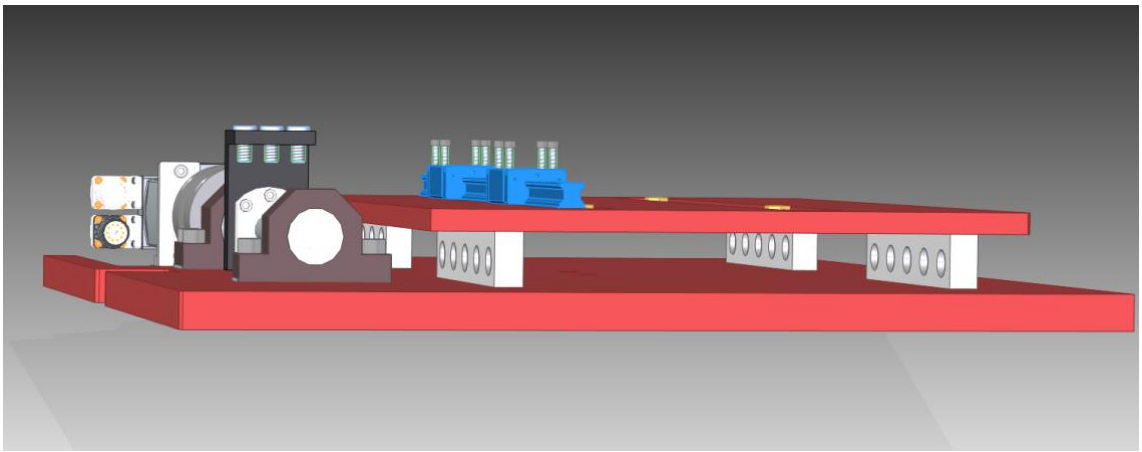


Figura 49:Rappresentazione sistema di traslazione lungo x (2).

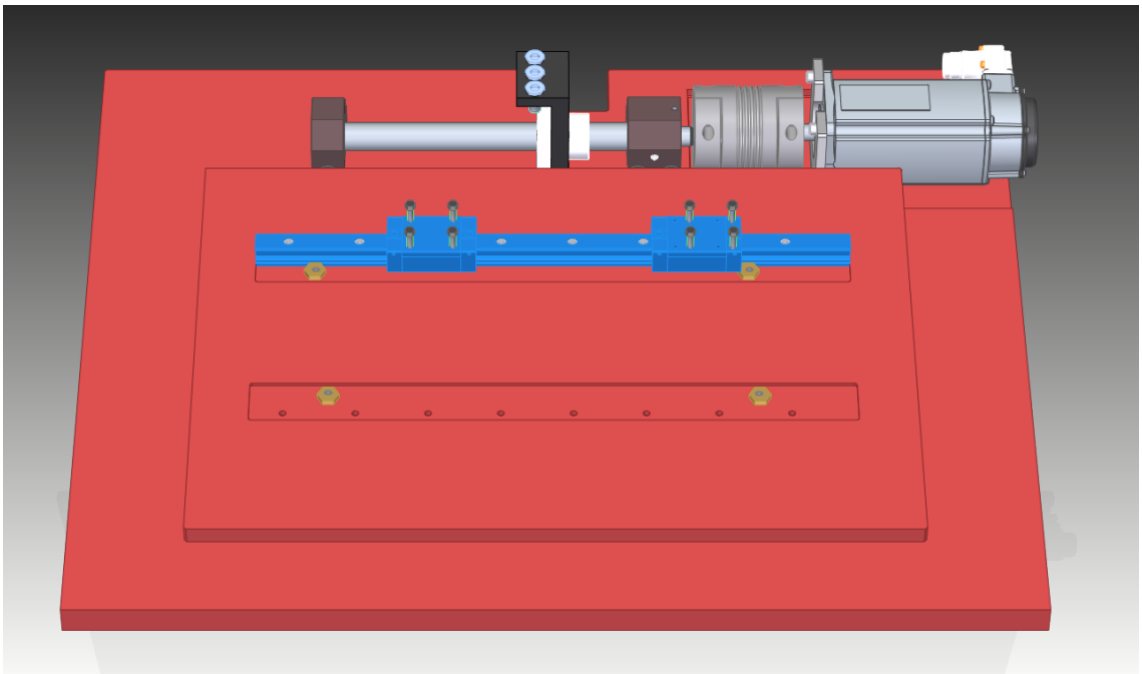


Figura 50:Rappresentazione sistema di traslazione lungo x (3).

Dalla rappresentazione in Fig.50 si può osservare in maniera più chiara come vengono bloccate le guide rispetto la piastra telaio.

4.4 Traslazione lungo Y

La traslazione lungo l'asse *Y* è quella che permette al sistema di estendersi in altezza, e come detto, rappresenta la prima movimentazione che il sistema effettuerà per eseguire il ciclo composto dalle due lavorazioni meccaniche.

Come può essere osservata dalla Fig.51, questo meccanismo è un'attuazione di spinta eseguita da un cilindro elettromeccanico posto in verticale e supportata da quattro colonne di guida con i rispettivi quattro manicotti a sfere, e in aggiunti sono stati predisposti due organi di frenatura. Da questa rappresentazione globale in figura può essere osservato come ogni sistema di movimentazione citato precedentemente faccia parte della massa da movimentare per il meccanismo successivo. In particolare, il sistema di rotazione viene mosso da quello di traslazione lungo *Z*, questo a sua volta viene mosso dal sistema di traslazione lungo *X*, il quale è movimentato da quello lungo *Y* che smuove tutti e tre.

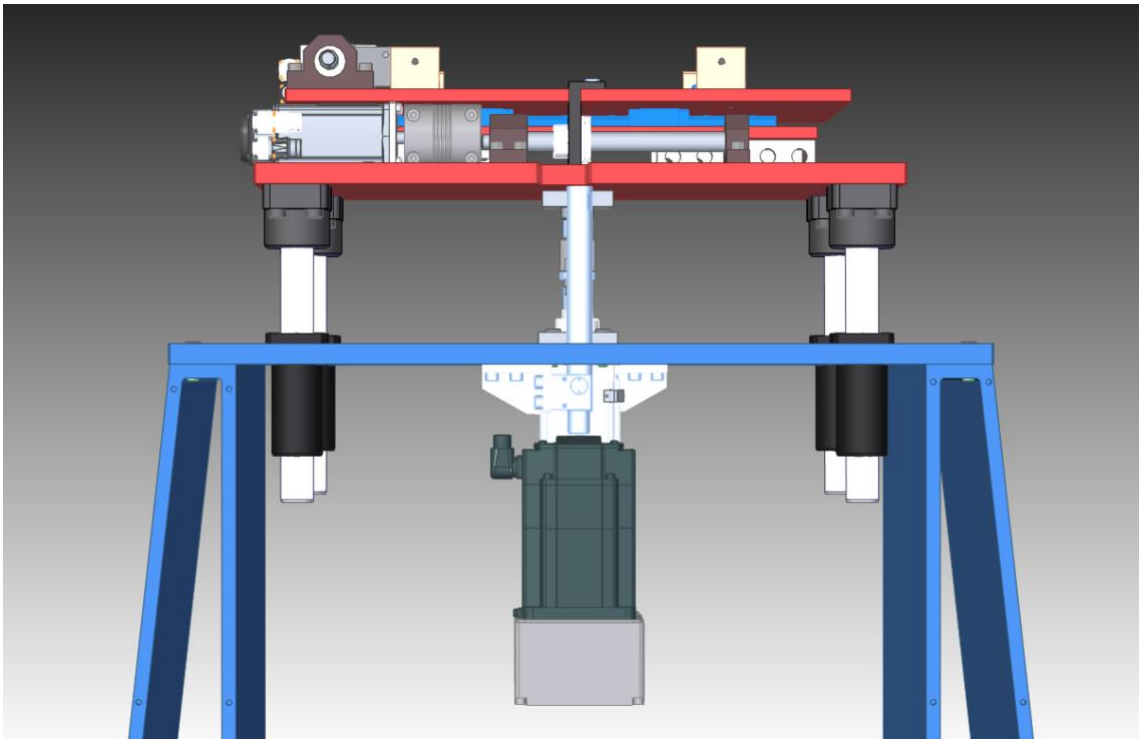


Figura 51:Rappresentazione sistema di traslazione verticale (1).

L'attuazione verticale è composta da:

- Cilindro elettromeccanico della *Bosch* della serie *EMC* azionato da un motore elettrico della serie *MS2N*. Questo è formato da una unità di viti a sfere molto precise per prestazioni elevate e miglio rendimento economico, l'intero modulo ha grande variabilità per questo motivo può essere adattato alle diverse applicazioni. Il cilindro è stato dimensionato in funzione del carico statico da sollevare ($P \cong 250\ kg$), è stato scelto un *EMC-100-XC-2* di diametro nominale e passo della vita di $\boldsymbol{d_0}\ x\ \boldsymbol{p} = 40\ x\ 5$. In questa configurazione il cilindro è capace di sollevare un $\boldsymbol{P_{max}} = 29N \cong 285\ kg$ con una velocità di $\boldsymbol{v} = 0{,}18\ {}^{m}/_{s}$, e con estensione massima di $\boldsymbol{s} = 1500\ mm$; il tutto accoppiato con un motore *MS2N06* della stessa casa produttrice. Dalla Fig.52 si vuole far notare come l'attuatore sia montato in verticale grazie alla piastra di supporto che vincola, tramite quattro bulloni, la suddetta con il telaio;
- Collegato al cilindro è stato inserito un giunto flottante, visibile nella Fig.52, della *Festo* serie *FK M16x1.5* con lo scopo di assorbire piccoli valori di disallineamento assiali;

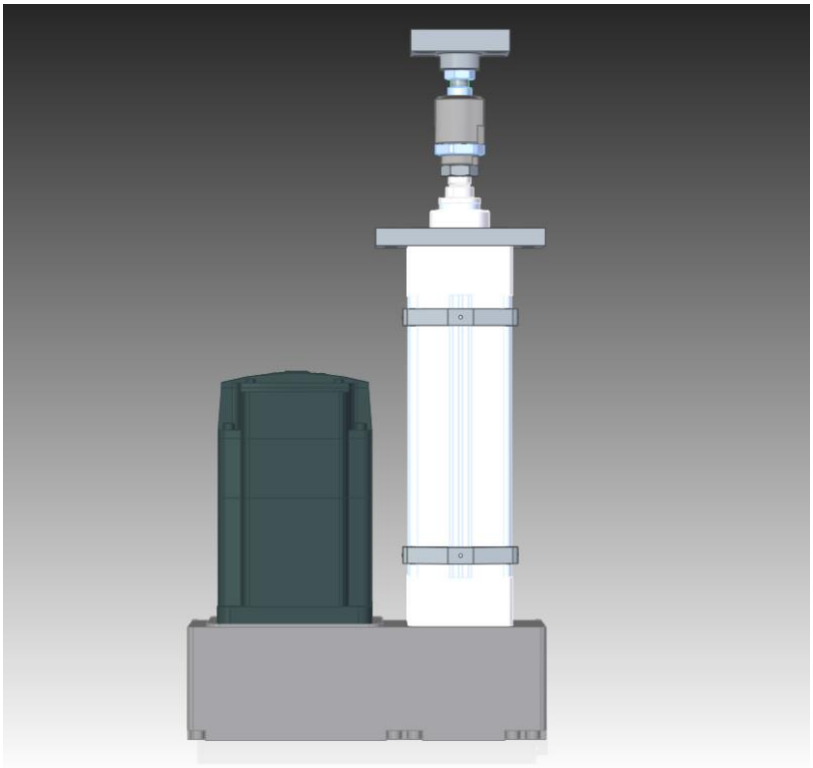


Figura 52:Rappresentazione cilindro elettromeccanico EMC accoppiato a motore elettrico MS2N.

- Come si evince dalla Fig.54 per guidare la salita e la discesa dell'intero meccanismo, sono state scelte quattro colonne lisce della *Fibro* con filettatura interna per il bloccaggio sugli appositi supporti di fissaggio con fori per viti solidali con la piastra mobile, in modo che le colonne sono vincolate rigidamente sull'estremo superiore;
- Vi sono dunque, anche quattro supporti di guida a sfere con fori di fissaggio sulla piastra telaio tale che le colonne possano scorrere all'interno dei manicotti per ottenere l'escursione voluta;
- Infine, si osservano altresì due sistemi frenanti. Tramite l'attrito delle ganasce sugli steli il sistema viene smorzato e rallentato durante la fase di discesa.

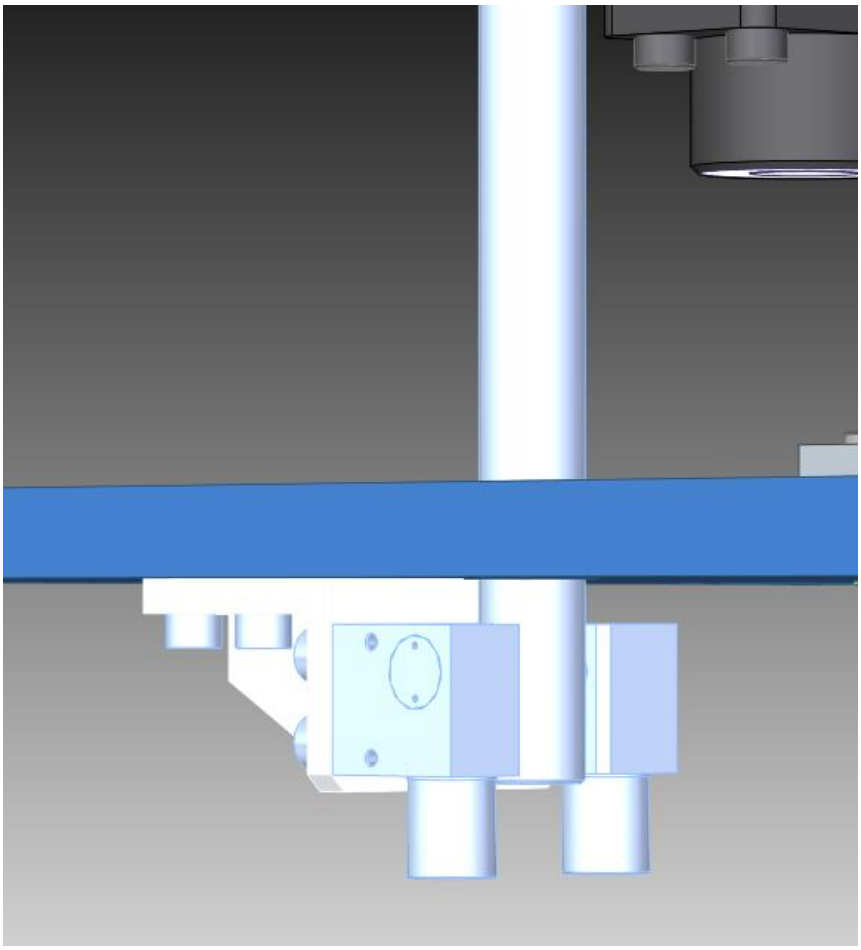


Figura 53:Rappresentazione sistema frenante.

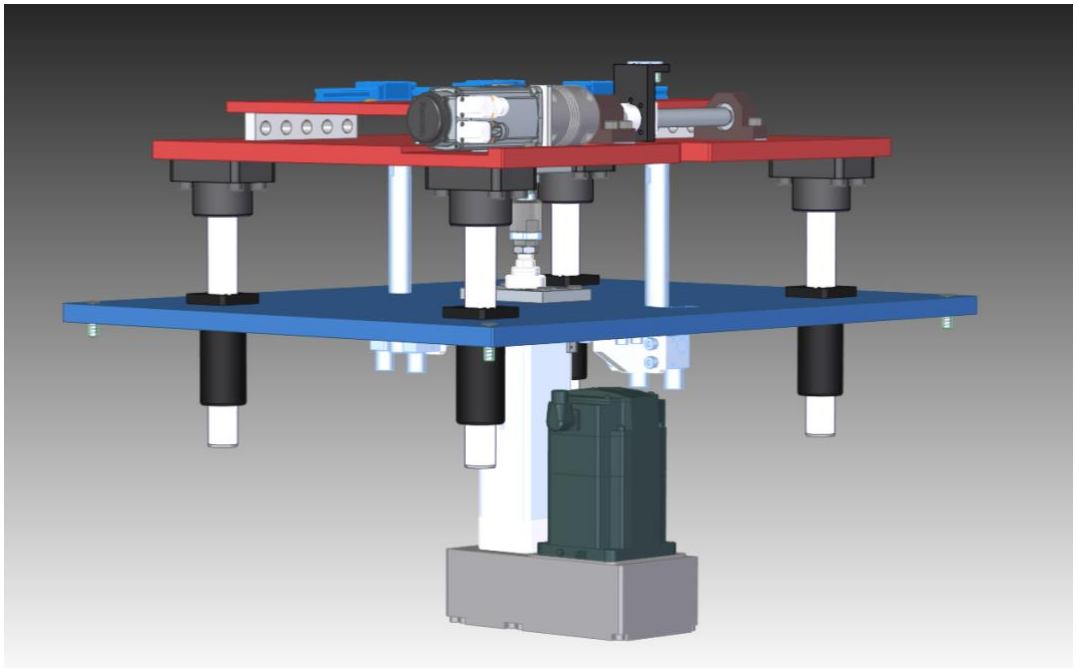


Figura 54:Rappresentazione sistema di traslazione verticale (2).

4.5 Intelaiatura e carter di protezione

I quattro sistemi di movimentazione e la struttura comprendente i membri per le lavorazioni sono di per sé molto compatti, il suddetto assieme non supera un'altezza di $L \cong 45\ cm$, per questo motivo è stata inserito un telaio che sopraelevasse il sistema in modo da avere una lunghezza complessiva rapportabile a quella del conveyor.

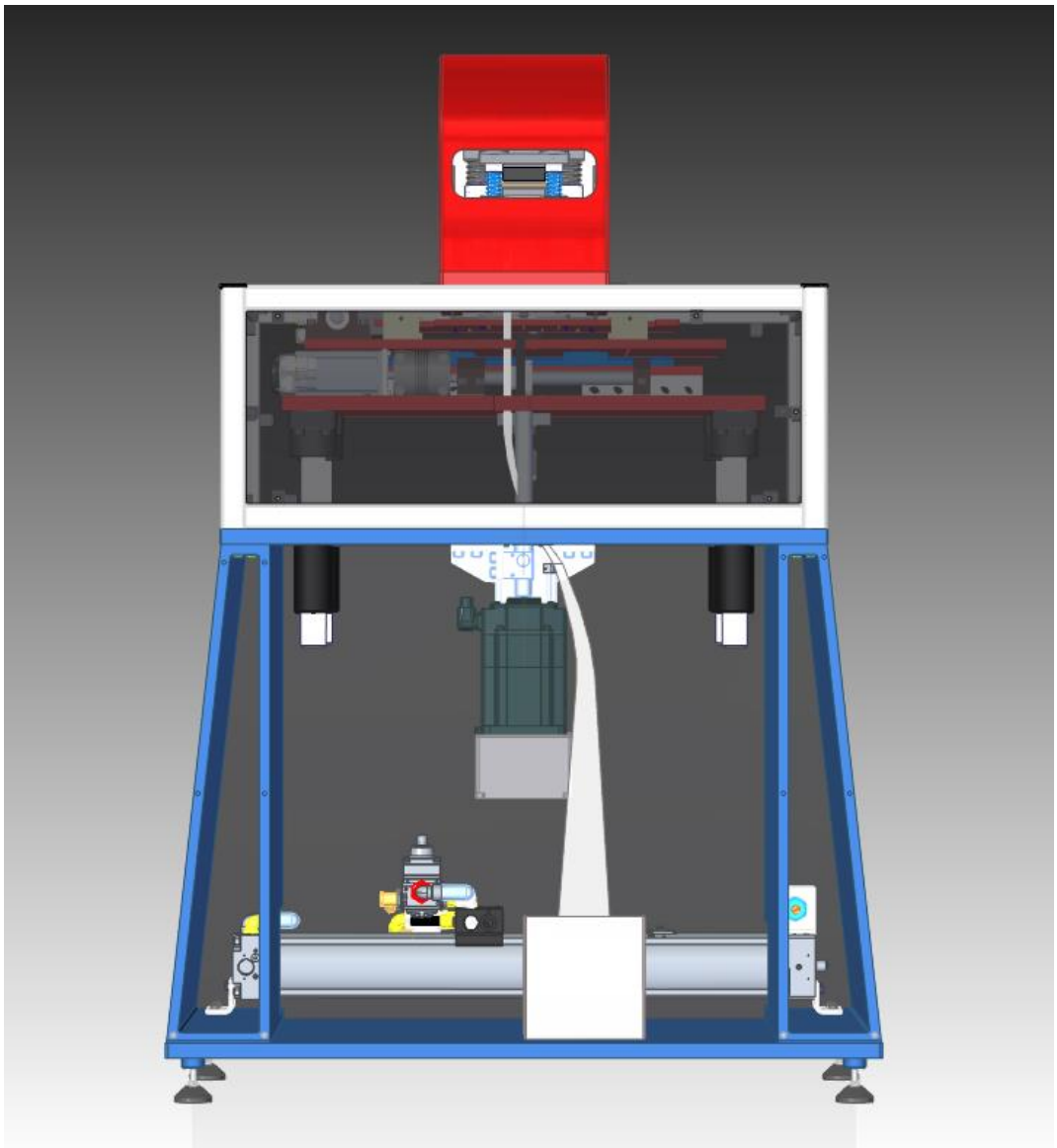


Figura 55:Rappresentazione intelaiatura (1).

Come si osserva dalla Fig.55 sovrastante, il telaio è essenzialmente formato da due basamenti triangolari che sorreggono la piastra sui cui è vincolato il sistema di traslazione lungo *Y*. La travatura è stata pensata di questa geometria sia per motivi estetici sia per motivi strutturali, in quanto sezioni triangolari sopportano carichi statici molto elevati, dunque, è stato possibile ridurre gli spessori e di conseguenza il peso dell'intero telaio. Le suddette basi sono imbullonate alla piastra base sulla quale sono stati avvitati quattro appoggi.

Per quanto concerne i carter di protezione questi sono necessari per la sicurezza dell'operatore, per evitare quindi che l'operatore possa involontariamente toccare i membri del macchinario che sono in movimento. Per questo motivo sono stati previsti due tipi di carter: uno che racchiude il sistema di tranciatura e piegatura, ed un altro che incapsula i tre sistemi di traslazioni.

1. Il primo è una carenatura fatta in PVC composta da tre parti che racchiude tutta la struttura a *C* ed il suo supporto; ogni membro sarà collegato all'altro tramite supporti ad incastro. Come si può osservare dalla Fig.56 il carter è provvisto di un foro sulla facciata principale dalla quale entrerà la lamina di rame per essere lavorata. Questa viene fissata tramite otto bulloni alla struttura di supporto della *C* protagonista del sistema di rotazione (riferimento Fig.57).

Figura 56:Rappresentazione carter sistemi di tranciatura e piegatura.

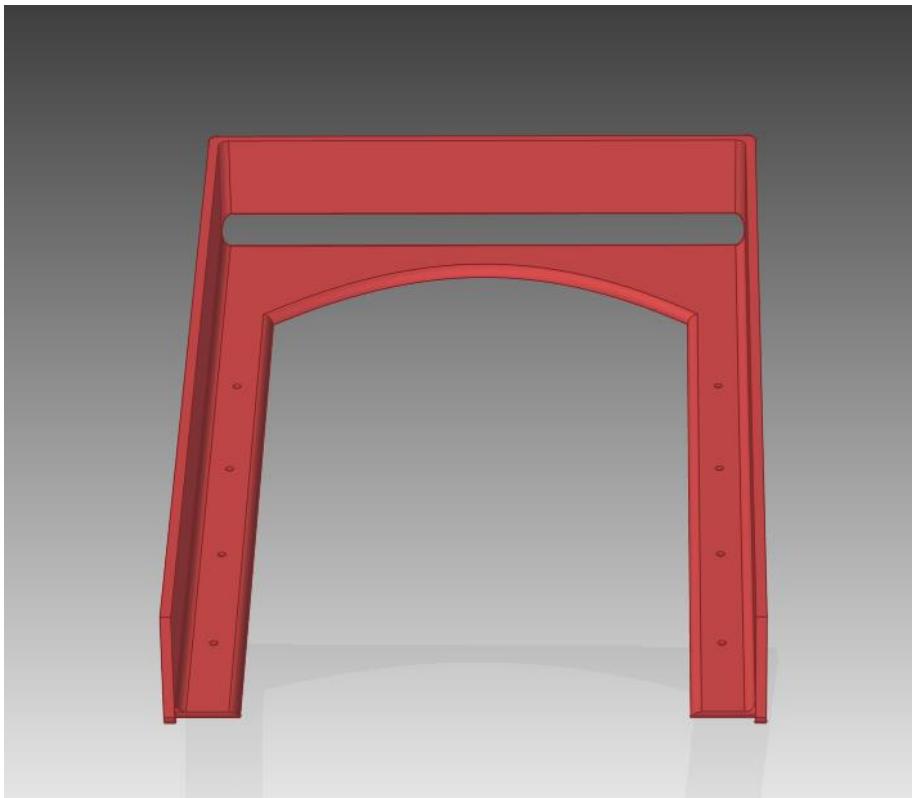


Figura 57:Rappresentazione carter sistemi di tranciatura e piegatura (2).

2. Il secondo è una carenatura quadrata formata da quattro estrusi di alluminio sulle cui guide vengono inseriti diversi supporti grazie ai quali vengono avvitate le lastre in plexiglass. Come si vede dalla Fig.58, la protezione superiore è appositamente sagomata per contenere le dimensioni del meccanismo mobile. Si ricorda che quest'ultimo ha quattro gradi di libertà, e che la prima operazione che verrà eseguita è la traslazione verticale verso l'alto del sistema in modo da uscire dall'ingombro della piastra in plexiglass e poter eseguire le operazioni successive;
3. Vi è infine, un ulteriore strato formato da una diversa lastra di plexiglass imbullonata al supporto motore del meccanismo che genera la rotazione del macchinario. Questa è risultata necessaria per chiudere la zona del propulsore ed evitare che un operatore possa accidentalmente inserirvi gli arti superiori durante le lavorazioni;
4. In definitiva è stata inserito un riconoscimento all'impresa Loccioni, come si può osservare dalla Fig.60 che rappresenta il render del macchinario concluso.

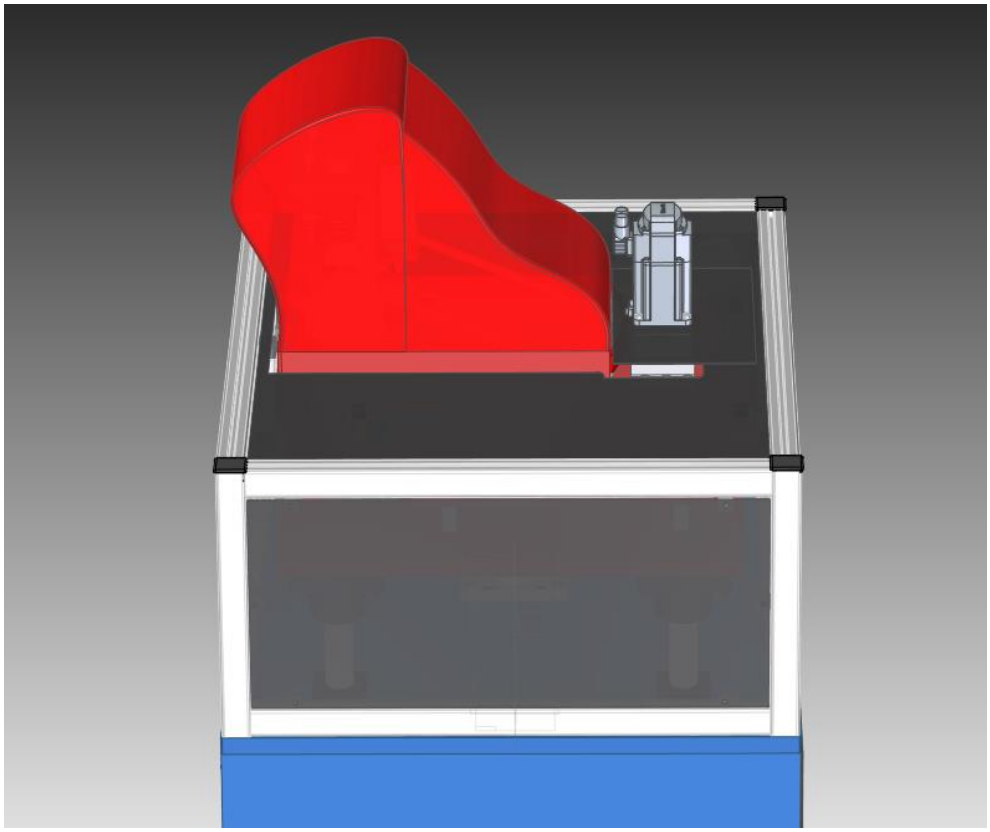


Figura 58:Rappresentazione carter sistemi di traslazione (1).

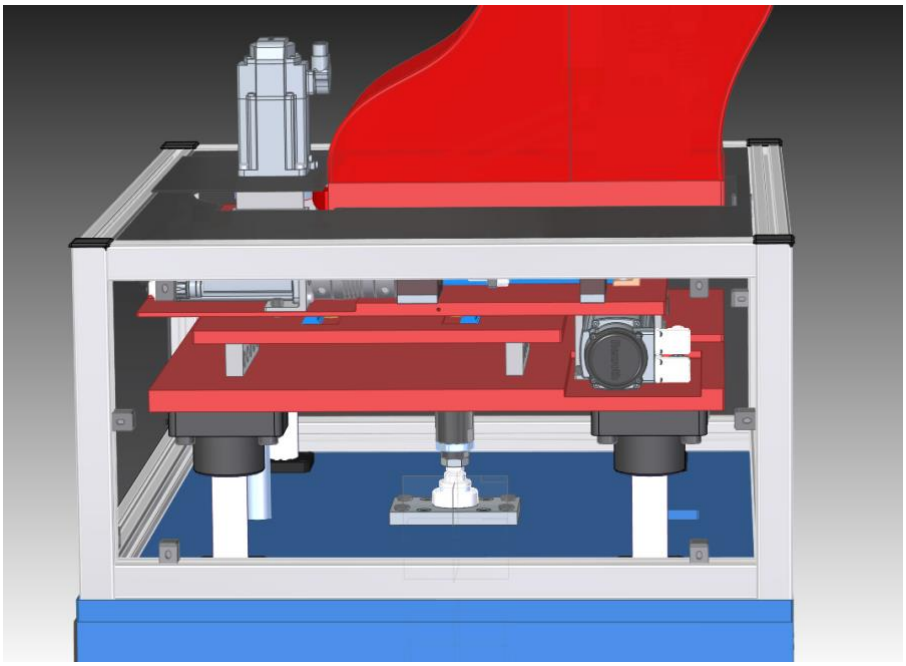


Figura 59:Rappresentazione carter sistemi di traslazione (2).

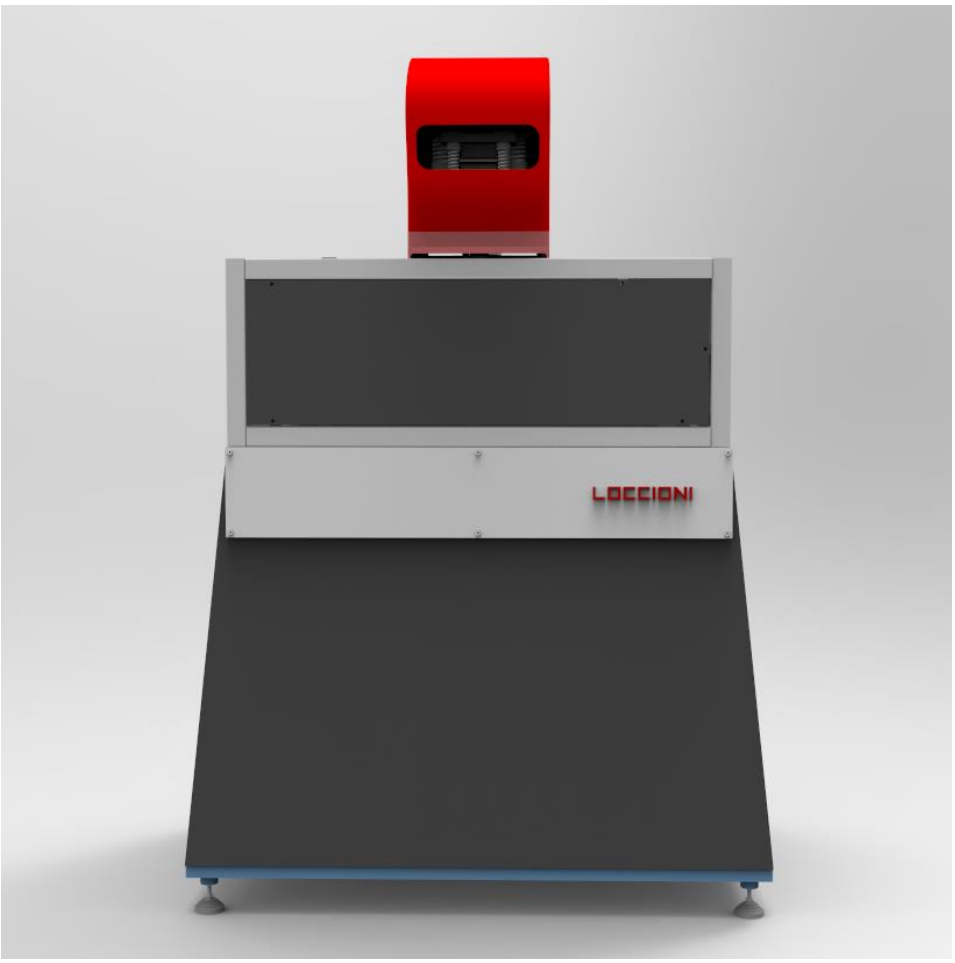


Figura 60:Render macchinario.

Capitolo 5 - Risultati

5.1 Risultati Tranciatura

- **Scopo:** verificare la forza di tranciatura eseguendo un taglio con coltello inclinato e ricavare la forza da applicare al premilamiera;

- **Ipotesi:** è stata condotta una simulazione con il modulo *explicit dynamics* in *Ansys*, che permette la separazione tra elementi finiti;

- **Svolgimento**: per la simulazione è stata semplificata la geometria al minimo indispensabile, considerando di avere comunque il coltello completamente in presa sul materiale (massimo sforzo). La *mesh* è stata ottimizzata diminuendo il più possibile la dimensione degli elementi sulla lama e sulla matrice, ma è stata mantenuta continuità dimensionale tra gli elementi della faccia superiore della matrice e della lamiera. Il movimento del coltello è stato dimensionato come in un unico step con un vincolo *displacement* in rampa (ovvero si è programmato uno spostamento in funzione del tempo, in questo modo in ogni istante di tempo abbiamo la posizione precisa della lama). Il parametro fondamentale della simulazione è l'*end time*, presente sulla sezione *analysis setting*. La simulazione avviene in tempi di calcolo ragionevoli se si impongono *end time* molto brevi. Svolgendo in questa maniera, anche se la velocità della lama che ne risulta fosse eccessivamente alta, il risultato della forza di tranciatura sarà conservativo (si sono presi i valori più alti). Altro importante parametro è il *maximum energy error*, che è stato portato da 0.1 a 1.5 per poter concludere l'analisi, ed il *erosion control,* dove bisogna scegliere "*yes"* su "*on material failure*".

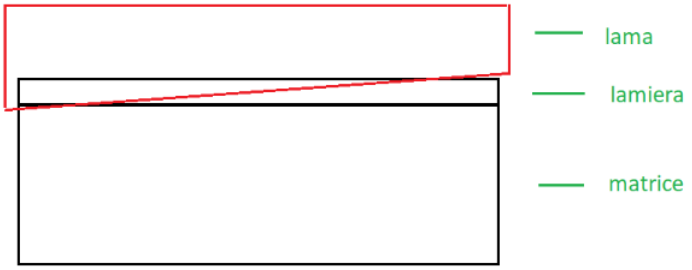


Figura 61:Rappresentazione lama-lamiera-matrice.

Details of "Analysis Settings"

Analysis Settings Preference	
Type	Custom
Step Controls	
Number Of Steps	1
Current Step Number	1
Load Step Type	Explicit Time Integration
End Time	1,e-003
Resume From Cycle	0
Maximum Number of Cycles	1e+07
Maximum Energy Error	1,5
Reference Energy Cycle	0
Initial Time Step	Program Controlled
Minimum Time Step	Program Controlled
Maximum Time Step	Program Controlled
Time Step Safety Factor	0,9
Characteristic Dimension	Diagonals
Automatic Mass Scaling	No

Figura 62:Parametri di settaggio considerati (1)

Details of "Analysis Settings"

Y Scale factor	1,2
Z Scale factor	1,2
Domain Resolution Definition	Total Cells
Total Cells	2,5e+05
Lower X Face	Flow Out
Lower Y Face	Flow Out
Lower Z Face	Flow Out
Upper X Face	Flow Out
Upper Y Face	Flow Out
Upper Z Face	Flow Out
Euler Tracking	By Body
Damping Controls	
Erosion Controls	
On Geometric Strain Limit	No
On Material Failure	Yes
On Minimum Element Time S...	No
Retain Inertia of Eroded Mat...	Yes
Output Controls	

Figura 63:Parametri di settaggio considerati (2).

Il valore dell'angolo di inclinazione del coltello non è stato scelto in modo casuale, esso è il risultato di alcune prove sperimentali fatte su Ansys, come si può osservare dalle figure seguenti.

L'obiettivo era di minimizzare sia la forza di tranciatura del coltello, che quella di pressatura del premilamiera in modo da ridurre le dimensioni dei componenti ad essi collegati, come ad esempio le molle del premilamiera.

Il programma ci ha permesso di estrarre le reazioni vincolari del premilamiera rispetto la matrice lungo l'asse x e lungo l'asse y. Da queste si è ottenuto il valore della forza equivalente che il componente dovrà esercitare per tenere in posizione il tab.

Le simulazioni compiute sono state:

1. Analisi con coltello inclinato di 4° con raggio di raccordo di $R = 0{,}01mm$ dalla quale è venuto fuori:

Details of "Force Reaction"

Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	671,06 N
Y Axis	97,331 N
Z Axis	0, N
Total	688,04 N
Minimum Value Over Time	
X Axis	-24,284 N
Y Axis	-171,87 N
Z Axis	-510,37 N
Total	0, N

Figura 64:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 4° e raggio di raccordo di R=0,01mm.

$$F_{pressatura} = \frac{F_x + F_y}{\mu} + F_z = \frac{(671{,}06 + 97{,}33)N}{0{,}36} + 510{,}37N = 2644\ N$$

$$F_{tranciatura} = \frac{(\sigma_r s^2)}{(2\tan(\alpha))} = 2145\ N$$

Dove con $\boldsymbol{\mu}$ si è indicato il coefficiente di attrito dinamico tra acciaio strutturale e rame, e vale $\boldsymbol{\mu} = 0{,}36$.

2. Analisi con coltello inclinato di 2° e con raggio di raccordo di $R = 0{,}01\ mm$.

Details of "Force Reaction"

Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	656,87 N
Y Axis	115,12 N
Z Axis	0, N
Total	673,6 N
Minimum Value Over Time	
X Axis	-81,545 N
Y Axis	-101,03 N
Z Axis	-672,84 N
Total	0, N

Figura 65:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 2° e raggio di raccordo di R=0,01mm.

$$F_{pressatura} = \frac{F_x + F_y}{\mu} + F_z = \frac{(656{,}87 + 115{,}12)N}{0{,}36} + 672{,}84N = 2817{,}25\ N$$

$$F_{tranciatura} = \frac{(\sigma_r s^2)}{(2\tan(\alpha))} = 4295{,}4\ N$$

3. Analisi con coltello inclinato di 3° e con raggio di raccordo di $R = 0{,}01\ mm$.

Details of "Force Reaction"

Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	519,85 N
Y Axis	49,874 N
Z Axis	0, N
Total	674,58 N
Minimum Value Over Time	
X Axis	-415,94 N
Y Axis	-98,642 N
Z Axis	-610,28 N
Total	0, N

Figura 66:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 3° e raggio di raccordo di R=0,01mm.

$$F_{pressatura} = \frac{F_x + F_y}{\mu} + F_z = \frac{(519{,}85 + 49{,}87)N}{0{,}36} + 610{,}28N = 2192{,}8\ N$$

$$F_{tranciatura} = \frac{(\sigma_r s^2)}{(2\tan(\alpha))} = 2862\ N$$

4. Analisi con coltello inclinato di 3° e con raggio di raccordo di $R = 0{,}005\ mm$.

Details of "Force Reaction"

Display Time	End Time
Results	
Maximum Value Over Time	
X Axis	193,91 N
Y Axis	104,04 N
Z Axis	0, N
Total	798,63 N
Minimum Value Over Time	
X Axis	-30,524 N
Y Axis	-29,073 N
Z Axis	-793,5 N
Total	0, N
Information	

Figura 67:Rappresentazione delle reazioni vincolari del premilamiera con un'inclinazione del coltello pari a 3° e raggio di raccordo di R=0,005mm.

Come si può osservare dalla Fig.67, il miglior compromesso tra forza di tranciatura e forza di pressatura è stato ricavato con una inclinazione del coltello di 3° ed un raggio di raccordo del coltello di $R = 0{,}005\ mm$.

$$F_{pressatura} = \frac{F_x + F_y}{\mu} + F_z = \frac{(193{,}9 + 104)N}{0{,}36} + 793{,}5N = 1621\ N$$

$$F_{tranciatura} = \frac{(\sigma_r s^2)}{(2\tan(\alpha))} = 2862\ N$$

Questo valore di forza $F_{tranciatura}$ è stata verificata dalle simulazioni, il cui risultato è una reazione del coltello di $F = 3099{,}9\ N$, valore che è in linea con quello determinato dalle formule.

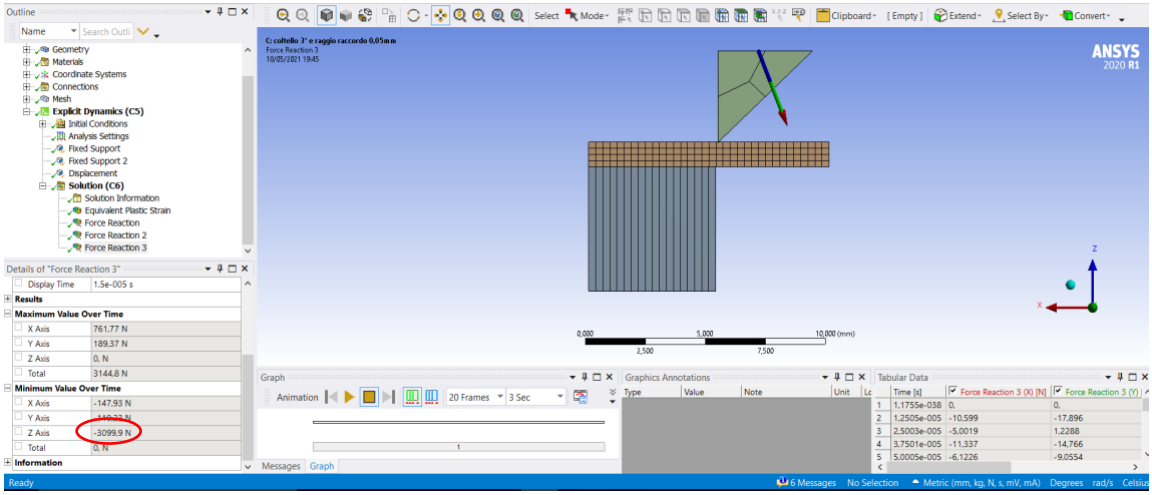


Figura 68:Verifica forza di tranciatura tramite Ansys.

La sequenza della corsa del coltello, e quindi dell'operazione di tranciatura della lamiera, è rappresentata dalle immagini sottostanti:

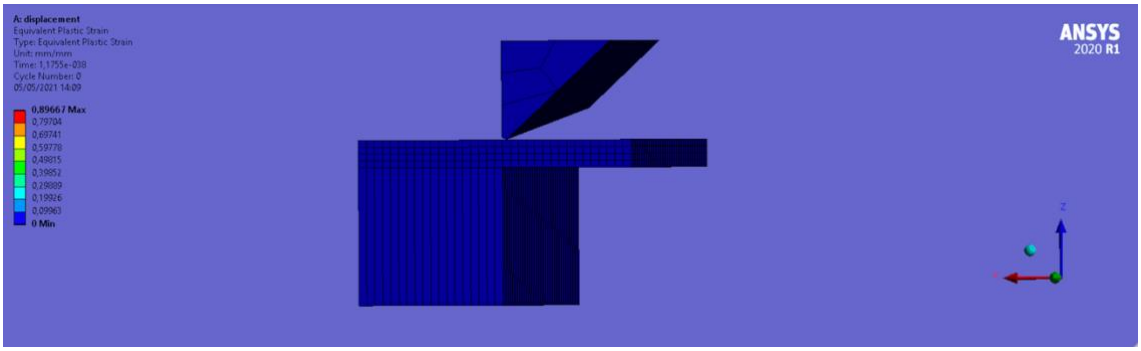


Figura 69: Sequenza esecuzione tranciatura (1).

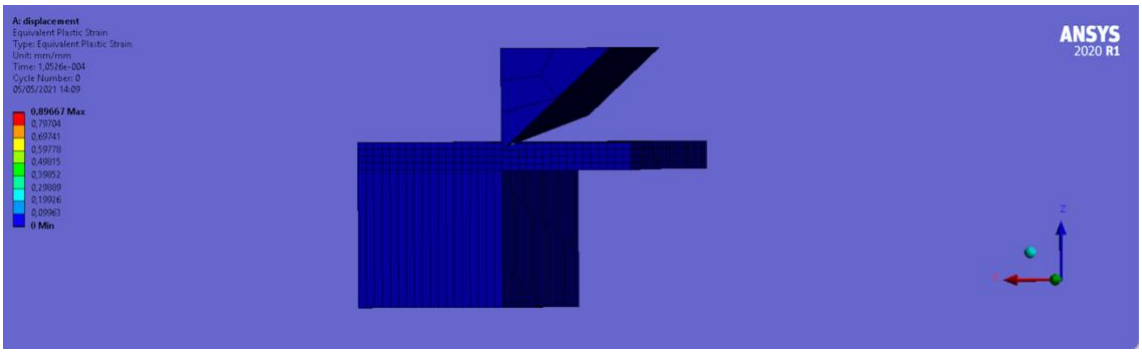


Figura 70:Sequenza esecuzione tranciatura (2).

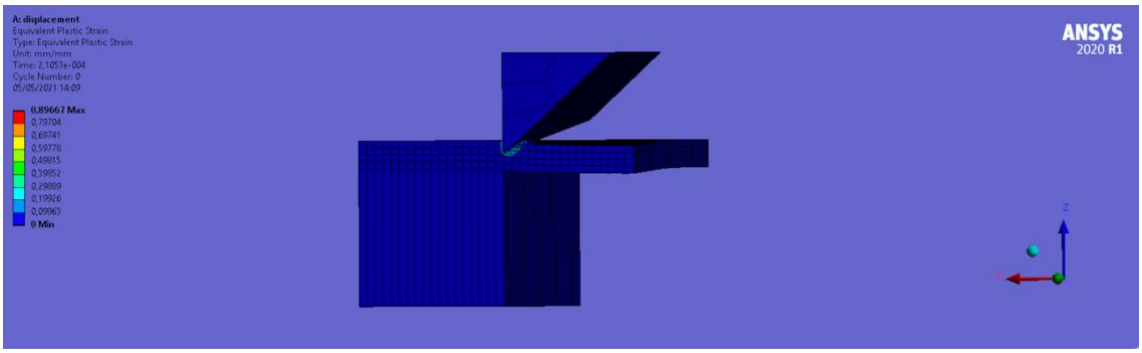


Figura 71:Sequenza esecuzione tranciatura (3).

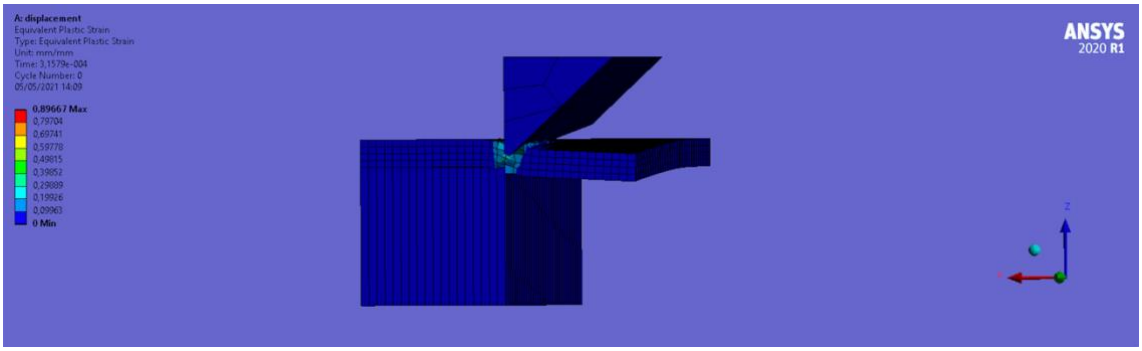


Figura 72:Sequenza esecuzione tranciatura (4).

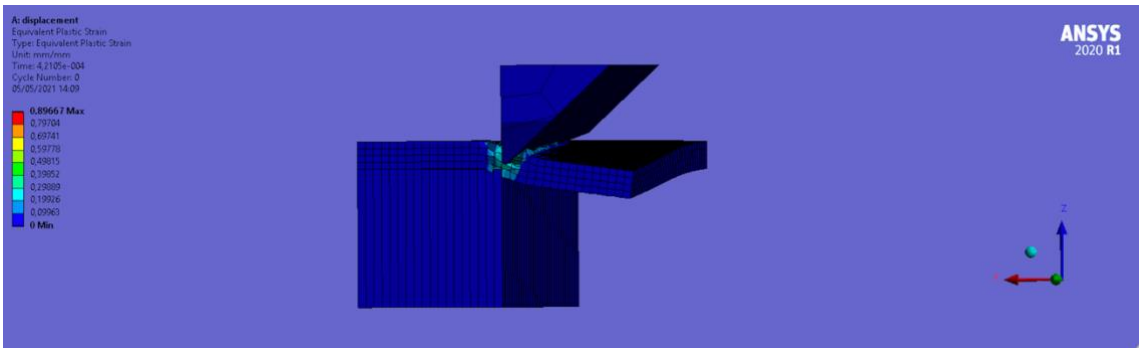


Figura 73:Sequenza esecuzione tranciatura (5).

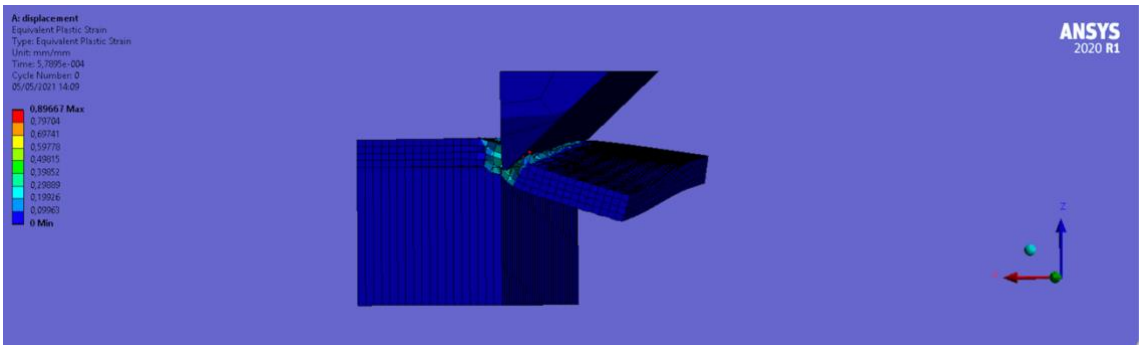


Figura 74:Sequenza esecuzione tranciatura (6).

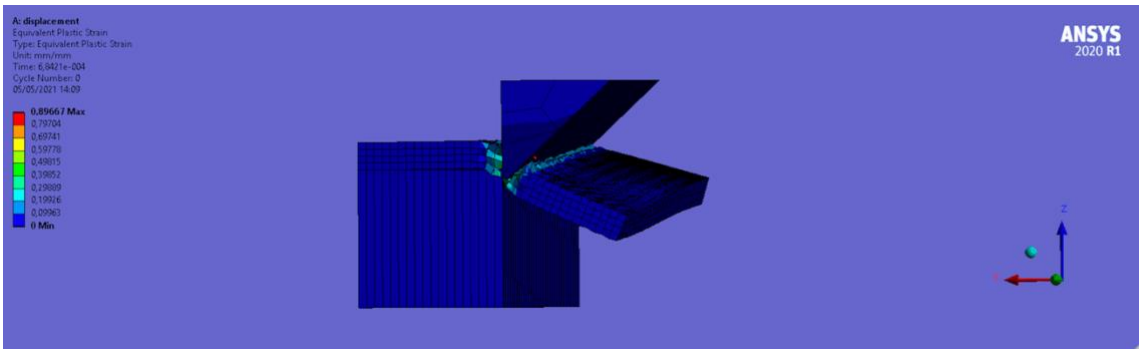


Figura 75: Sequenza esecuzione tranciatura (7).

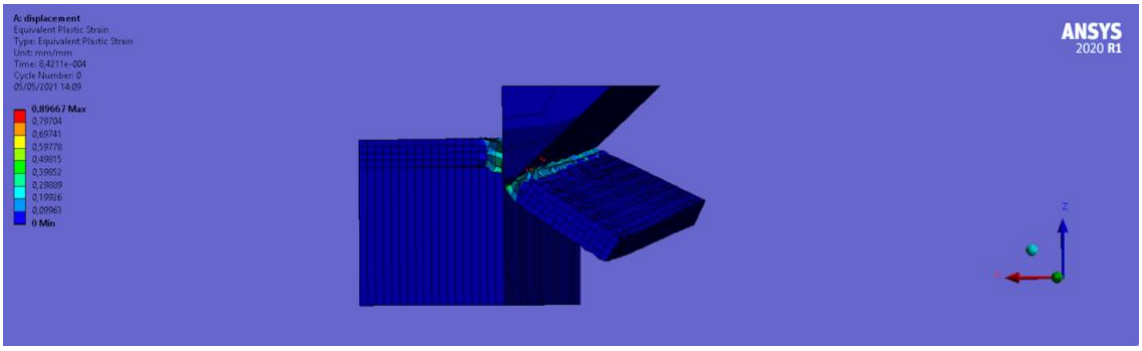


Figura 76:Sequenza esecuzione tranciatura (8).

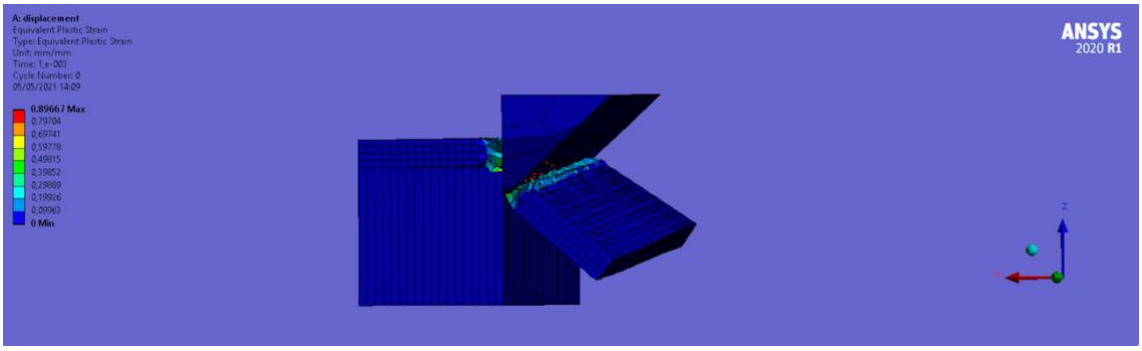


Figura 77:Sequenza esecuzione tranciatura (9).

5.2 Flessione delle colonne di guida del sistema tranciante

La verifica che è stata eseguita sulle colonne di guida del sistema di tranciatura ha come scopo quello di osservare il movimento, ovvero la deflessione, che subisce la piastra (con i relativi morsetti) nel trasferire il carico del cilindro pneumatico alle colonne di guida passando per il trasduttore di forza. Come mostrato nel Capitolo inerente al sistema di tranciatura, la $\boldsymbol{\sigma_f}$ ricavata dalla formula di *Navier* è molto minore di quella ammissibile,

nonostante ciò si è scelti un coefficiente di sicurezza piuttosto elevato (*x=3)*. Per questo motivo non ci aspettiamo valori particolarmente elevanti di deformazione e di tensione dai risultati delle simulazioni.

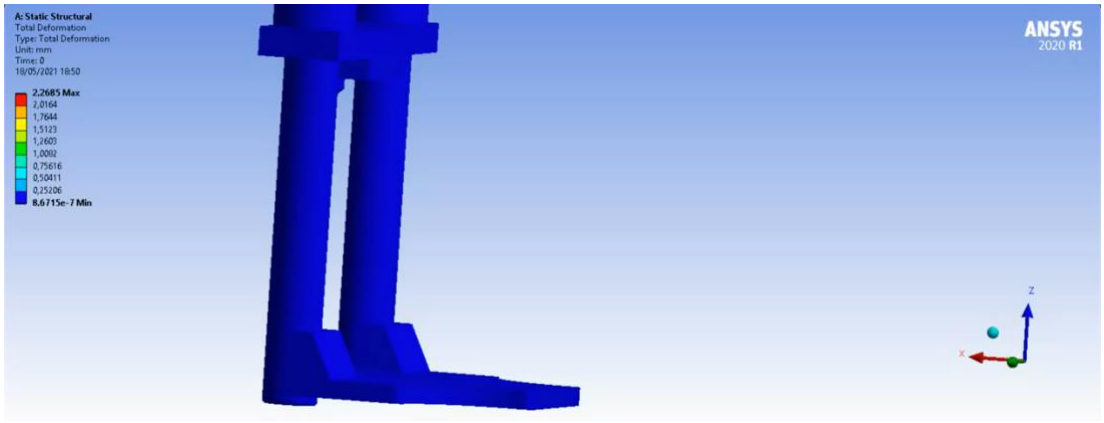


Figura 78:Sequenza deformazione del morsetto e delle colonne di guida (1).

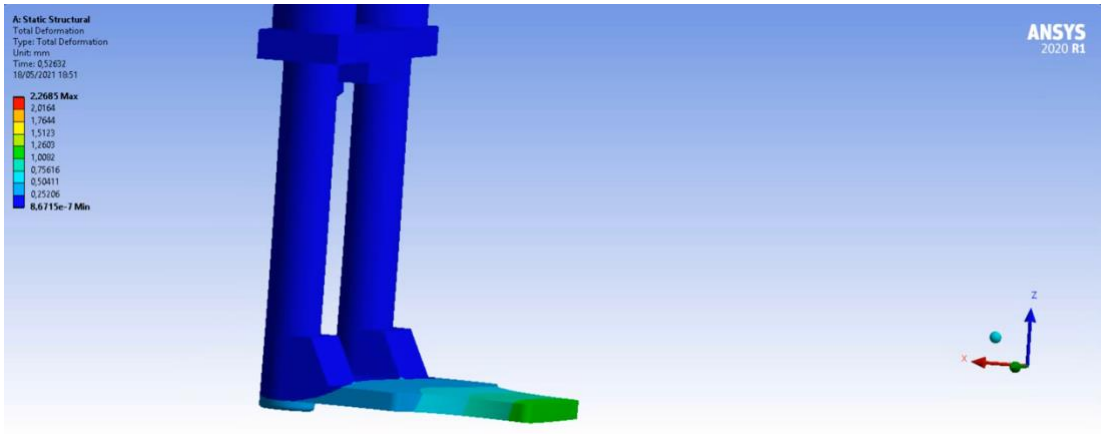


Figura 79:Sequenza deformazione del morsetto e delle colonne di guida (3).

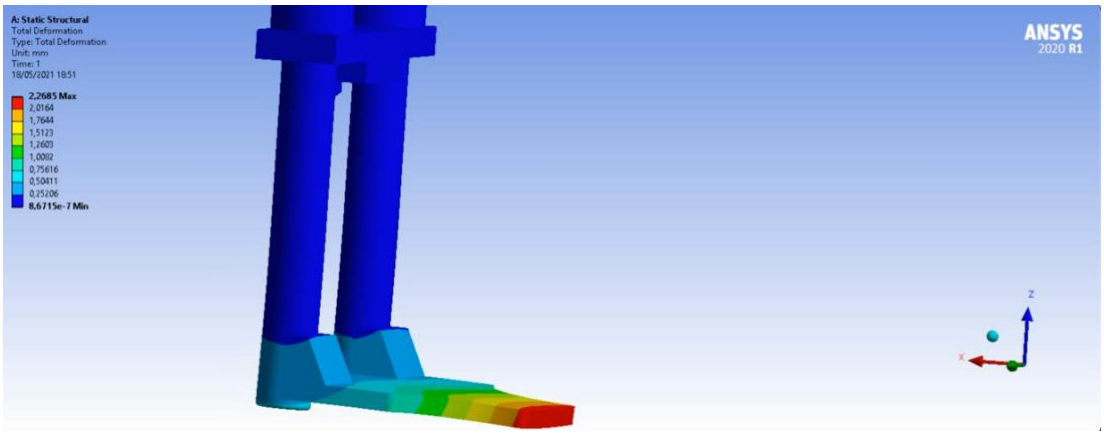


Figura 80:Sequenza deformazione del morsetto e delle colonne di guida (2).

Come si può osservare dalle figure soprastanti (Fig.50, 51 e 52) la deformazione $\boldsymbol{\varepsilon}$ è presente quasi esclusivamente sull'estremo della piastra, la quale ha una freccia massima di $\boldsymbol{v} \cong 2{,}2\ mm$. Le colonne non sono praticamente interessate dalla deformazione.

Per quanto concerne i risultati ottenuti valutando lo stato tensionale (Fig. 53 e 54), si può notare che anche qui abbiamo delle tensioni molto basse al di fuori della singolarità sul vertice del morsetto. Questo, come è noto dalla meccanica della frattura, è dovuto alla presenza di un angolo acuto sul disegno CAD.

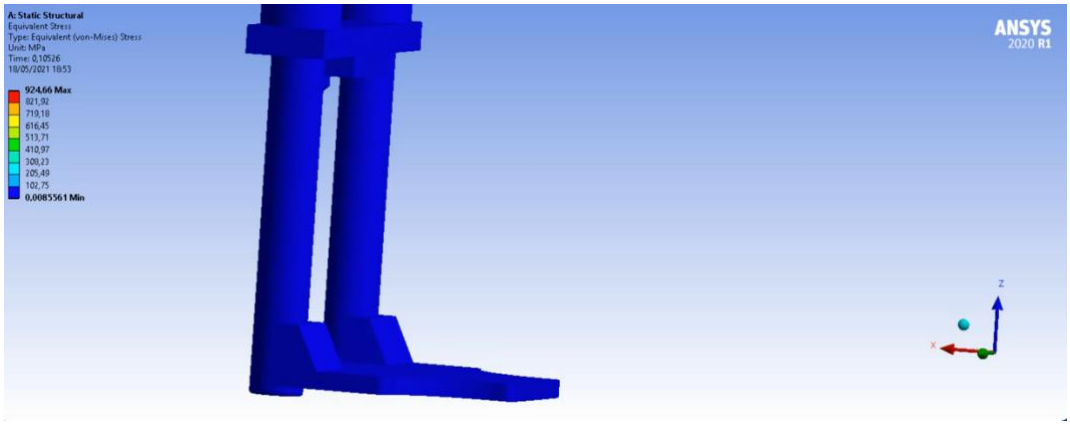


Figura 81:Seguenza stato tensionale del morsetto e delle colonne di guida (1).

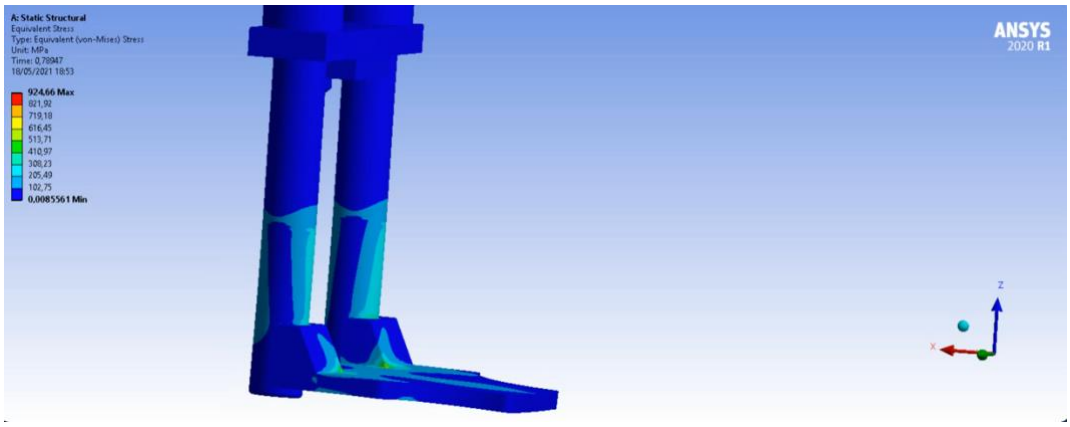


Figura 82:Seguenza stato tensionale del morsetto e delle colonne di guida (2).

5.3 Piegatura

- **Scopo:** verificare le forze di piegatura e il ritorno elastico della lamella tramite simulazioni agli elementi finiti;

- **Ipotesi:** è stato simulato il comportamento di un decimo della lunghezza della lamella. Siccome le caratteristiche del rame presenti nel software Ansys sono inerenti ad un comportamento bilineare, le caratteristiche del materiale impiegato nella simulazione sono state corrette in base alle prove sperimentali. In particolare, è stato mantenuto il modulo di Young preimpostato di $E = 115000MPa$, ma sono stati modificati i valori di snervamento e l'inclinazione della linea plastica date prove di trazione sperimentali;

- **Svolgimento**: sono stati impostati contatti *frictionless* sull'interfaccia tamburo-lamella, e lamella-matrice, mentre è stato impiegato un giunto (*joint*) di rivoluzione per far ruotare il tamburo nella sua sede. Per movimentare la sede del tamburo è stata impostata una simulazione a due *step* con un vincolo *displacement* di andata e ritorno;

- **Risultati:** dalla simulazione è possibile ottenere il valore della forza di piegatura attraverso la *force reaction* della matrice, ed è possibile verificare la posizione dell'estremo del lembo della lamella attraverso l'analisi della *direction deformation* (ritorno di circa 0.15 mm).

Come enunciato nel Capitolo terzo dell'elaborato, il calcolo della forza di piegatura è stato approssimo tramite la formula della piegatura ad *L*:

$$F_{piegatura} = \frac{1}{6}\sigma_0 bs = \frac{100[MPa]\ 70[mm]\ 1[mm]}{6} = 1166N$$

Dove:

- $\boldsymbol{\sigma_0} = 100\ MPa$ è la tensione di snervamento;

- $\boldsymbol{b} = 70mm$ è la lunghezza di piegatura;
- $\boldsymbol{s} = 1mm$ è lo spessore della lamiera;

Questa è stata poi verificata tramite il calcolo delle reazioni vincolari sulle analisi agli elementi finiti. Ciò che è stato osservato utilizzando una materiale con comportamento bi-lineare presente all'interno del software Ansys, è che non avendo una curva dettagliata in campo plastico, lo sforzo risultante sul vertice di piega della lamina ottenuto tramite il criterio di *Von-Mises* è molto alto (con riferimento alla Fig.83 si è ottenuto una tensione massima di $\boldsymbol{\sigma_{max}} \cong 376\ MPa$).

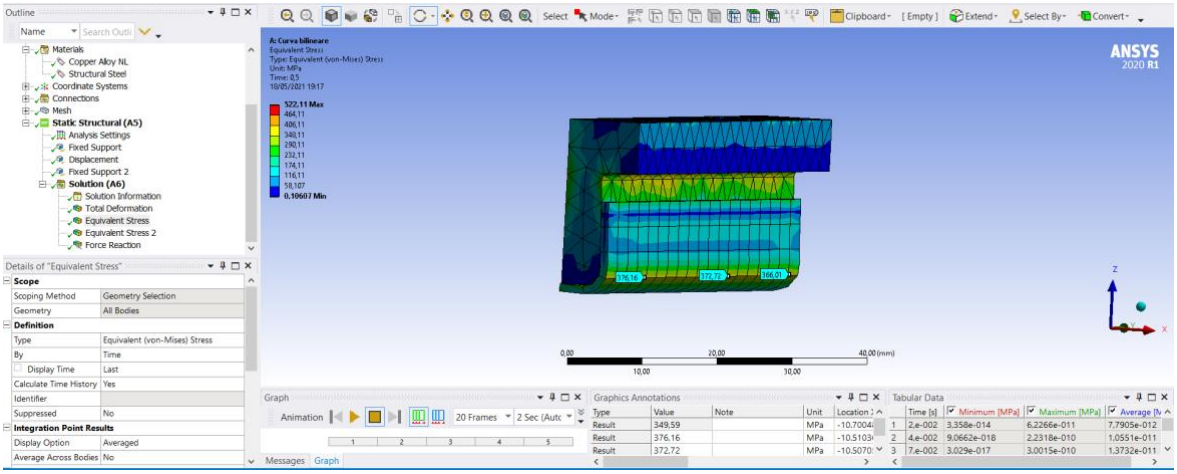


Figura 83:Rappresentazione stato tensionale sul vertice della lamiera con comportamento bi-lineare.

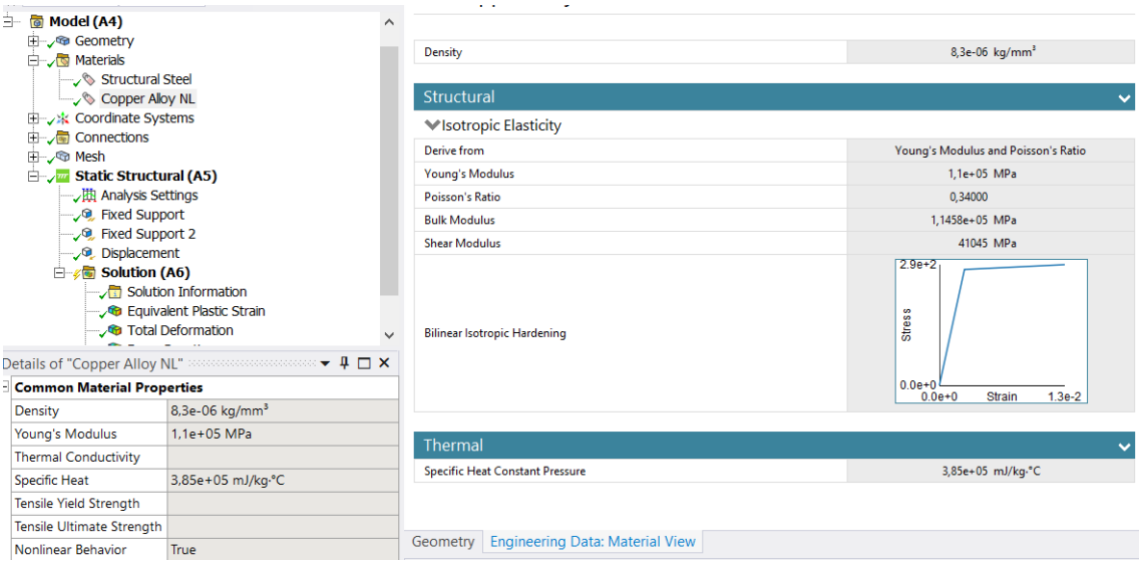


Figura 84:Curva di comportamento bi-lineare del rame.

Essendo questo valore di tensione eccessivamente elevato per un materiale con basse caratteristiche di resistenza come il rame, abbiamo effettuato diverse prove di trazione in modo da costruire una curva reale tensione-deformazione la quale verrà utilizzata per definire un comportamento multi-lineare del tab su Ansys. Lo scopo delle prove di trazione è dunque, quello di determinare un valore veritiero di tensione di snervamento e di rottura.

5.3.1 Prova di trazione

Le prove di trazione sono state eseguite utilizzando diverse barre di rame elettrico intagliate manualmente in modo da ottenere provini paragonabili tra di loro. Su questi sono state misurati la lunghezza iniziale $\boldsymbol{L_0}$, lo spessore $\boldsymbol{s}$, la larghezza $\boldsymbol{b_0}$ l'area iniziale $\boldsymbol{A_0}$; queste grandezze sono necessarie per passare da una curva forza-spostamento rilasciata dalla macchina, ad una curva tensione-deformazione.

Figura 85:Immagine provini intagliati prova di trazione.

Si vuole far osservare che provini di questo tipo non sono provini normalizzati, in quanto non seguono la normativa *UNI EN10002/1,* per questo motivo i dati ottenuti sono del tutto sperimentali e utili solo per la finalità proposta dall'elaborato, cioè ottenere una curva reale $\sigma - \varepsilon$ che rappresentasse in maniera adeguata il comportamento del rame elettrico in condizioni plastiche.

I suddetti provini sono stati vincolati negli afferraggi della macchina e piegati, come si può osservare in figura 85 e figura 86, in modo da inserirgli una spina metallica per evitare lo slittamento della barretta. Nonostante ciò, le curve forza-spostamento hanno mostrato un tratto dove lo spostamento è molto marcato in cui il provino slitta.

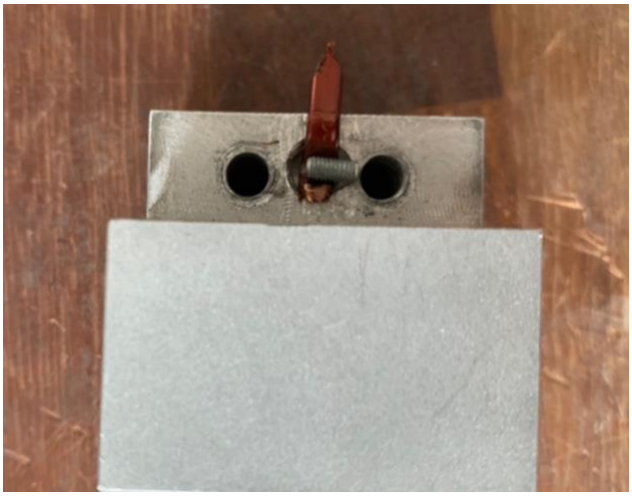


Figura 86:Afferraggio provino (1).

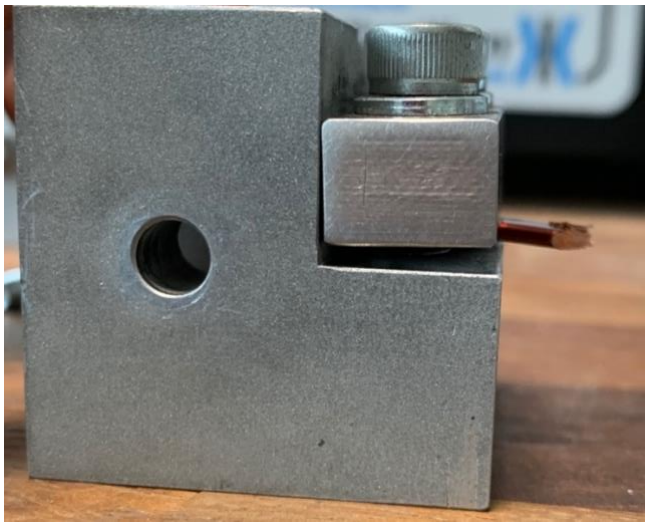


Figura 87:Afferraggio provino (2).

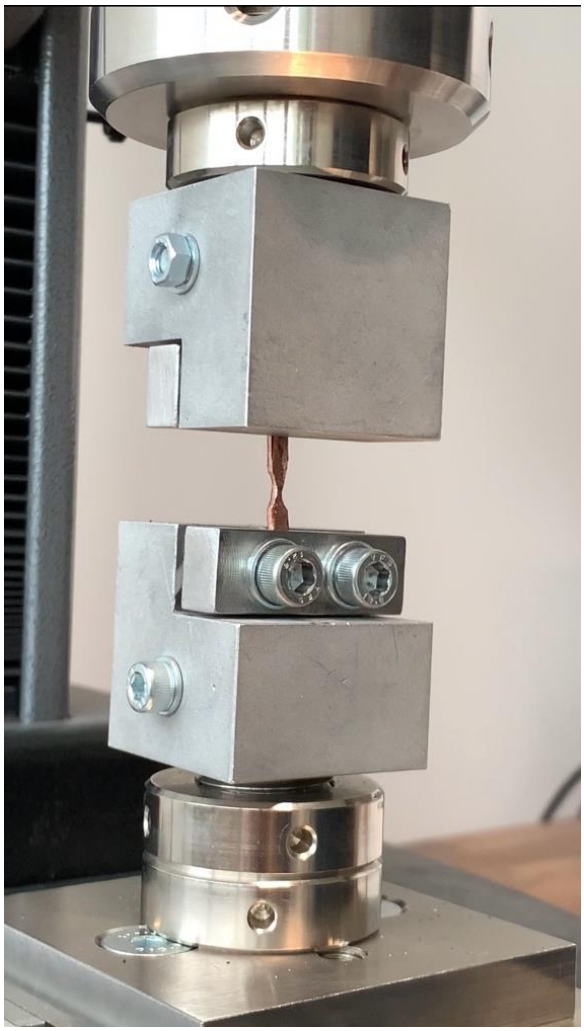
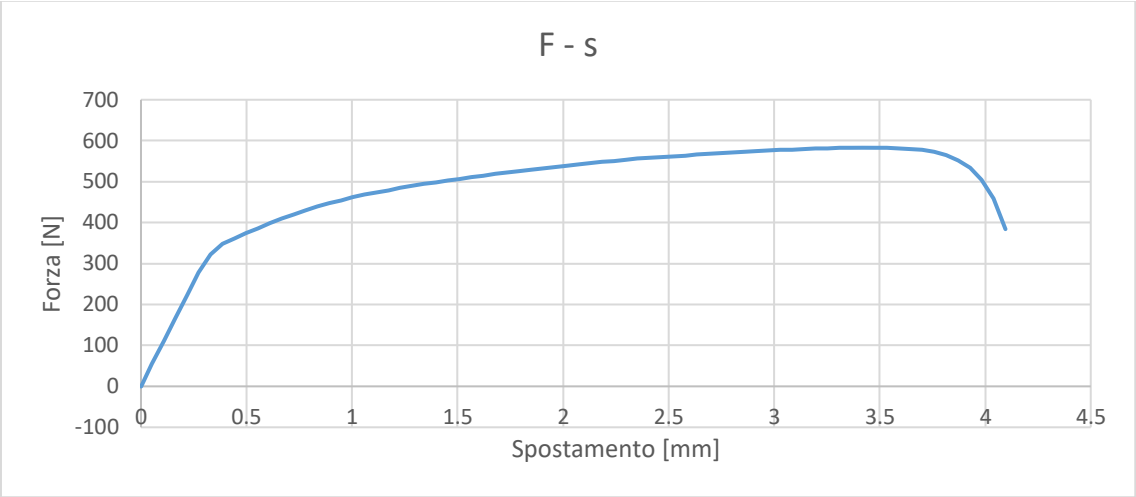


Figura 88:Afferraggio provino (3).

5.3.1.1 Curve F-s e $\sigma - \varepsilon$

La curva forza-spostamento ottenuta dalla prova di trazione ed utilizzata per ricavare la curva $\sigma - \varepsilon$ è la seguente:

Tabella 1: Grafico curva forza-spostamento.



Nel **campo elastico,** dati i valori di Forza ***F*** *[N]* e di estensione ***e*** *[mm]* noti dalla prova, e tramite il valore di $\boldsymbol{A_0} = b_0 s = 2{,}38\ mm^2$ e del modulo di Young $\boldsymbol{E} = 115000 MPa$, è stata ricavata la tensione e la deformazione per ogni valore di carico come segue:

- $\boldsymbol{\sigma_i} = \frac{F_i}{A_0}$;
- $\boldsymbol{\varepsilon_{ing}} = \frac{E}{\sigma_i}$.

Queste relazioni valgono per determinare il tratto lineare della curva.

Per il **tratto plastico** è stato necessario determinare la tensione e la deformazione vera come segue:

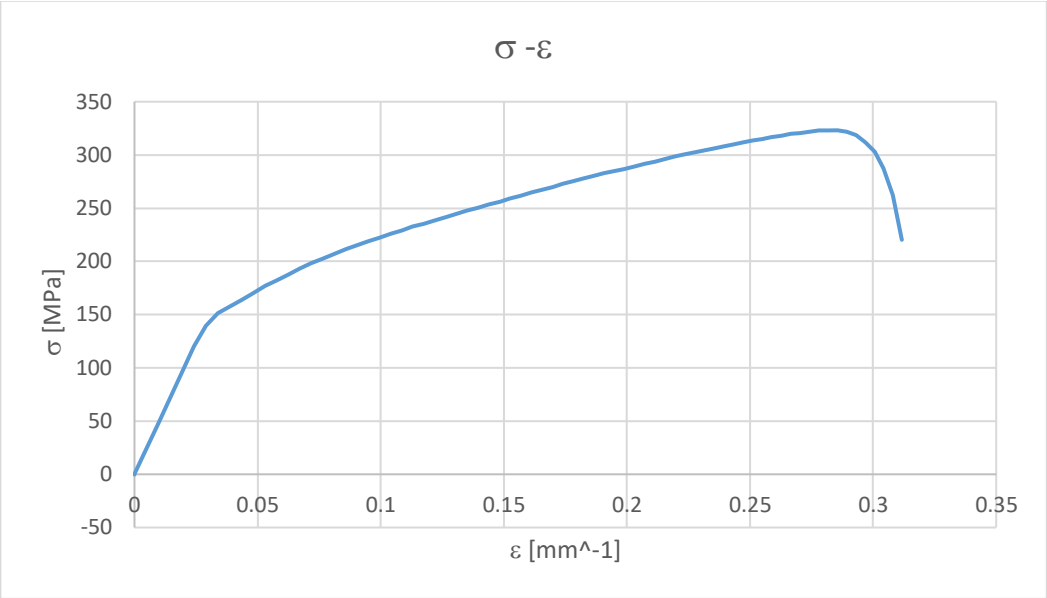
- $\boldsymbol{\varepsilon_{true}} = \ln\left(\frac{L_f}{L_0}\right) = \ln\left(\frac{L_0+e_i}{L_0}\right)$;
- $\boldsymbol{\sigma_{true}} = \sigma_i exp^{\varepsilon_{true}}$.

Come valori di snervamento e rottura si è ottenuto:

- $\boldsymbol{\sigma_r} = 325\ MPa$;
- $\boldsymbol{\sigma_s} = 151\ MPa$.

In questo modo la curva $\sigma - \varepsilon$ ottenuta è:

Tabella 2: Grafico curva tensione-deformazione.



Si vuole far notare che, essendo una prova di trazione del tutto sperimentale che non segue in maniera rigorosa la normativa, il provino durante la trazione subiva degli scorrimenti in prossimità degli afferraggi; questi hanno fatto sì che la deformazione fosse di un valore superiore al normale, e dunque nel tratto elastico il modulo di Young $\boldsymbol{E} = \frac{\sigma}{\varepsilon}$ è di circa un ordine di grandezza minore rispetto a quello reale. Per questo motivo le simulazioni agli elementi finiti sono state eseguite inserendo il valore corretto del modulo $E = 115000MPa$, come visionabile in Fig.89.

La suddetta curva presenta un tratto decrescente, ciò identifica la strizione del provino. Questo fenomeno non è voluto nel nostro comportamento, per questo motivo è stata fatta un'interpolazione lineare ed è stato decurtato l'ultimo tratto del grafico.

In definitiva il comportamento multi-lineare ottenuto è il seguente:

Structural

Isotropic Elasticity

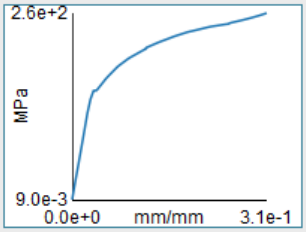
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	1,1e+05 MPa
Poisson's Ratio	0,34000
Bulk Modulus	1,1458e+05 MPa
Shear Modulus	41045 MPa
Multilinear Isotropic Hardening	

Figura 89:Grafico tensione-deformazione decurtato della strizione.

Utilizzando la curva rappresentante un comportamento multi-lineare del rame, i risultati ottenuti sono i seguenti:

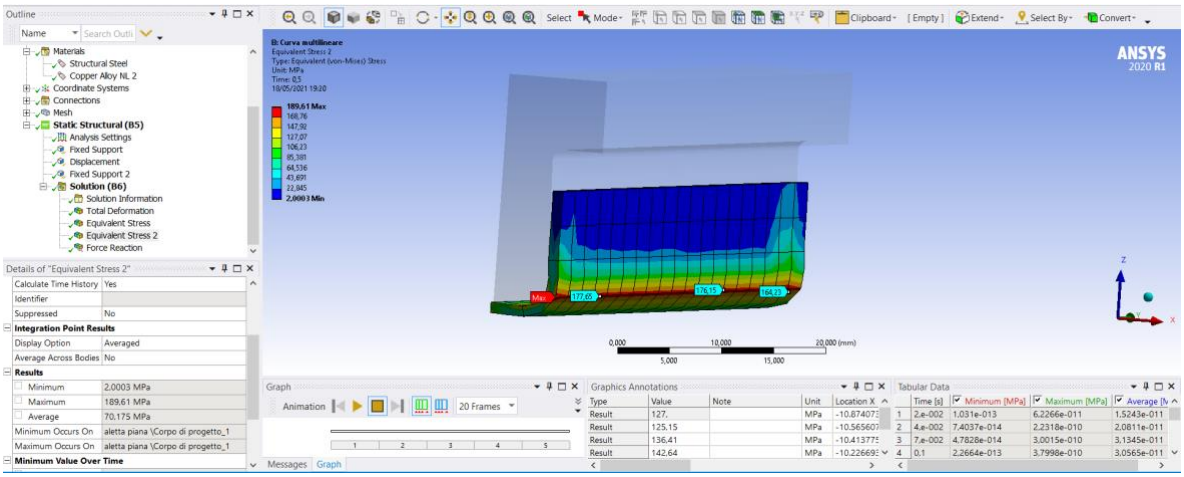


Figura 90:Rappresentazione stato tensionale sul vertice della lamiera con comportamento multi-lineare.

Come si può osservare lo stato tensionale trovato tramite il criterio di *Von-Mises* è $\boldsymbol{\sigma} = 177 Mpa,$ valore che si posizione tra la tensione di snervamento e quella di rottura, come ci si aspettava.

Tramite questo modello si è ricavata la reazione vincolare della lamina rispetto la matrice, la quale è stata considerata la forza necessaria per deformare il tab.

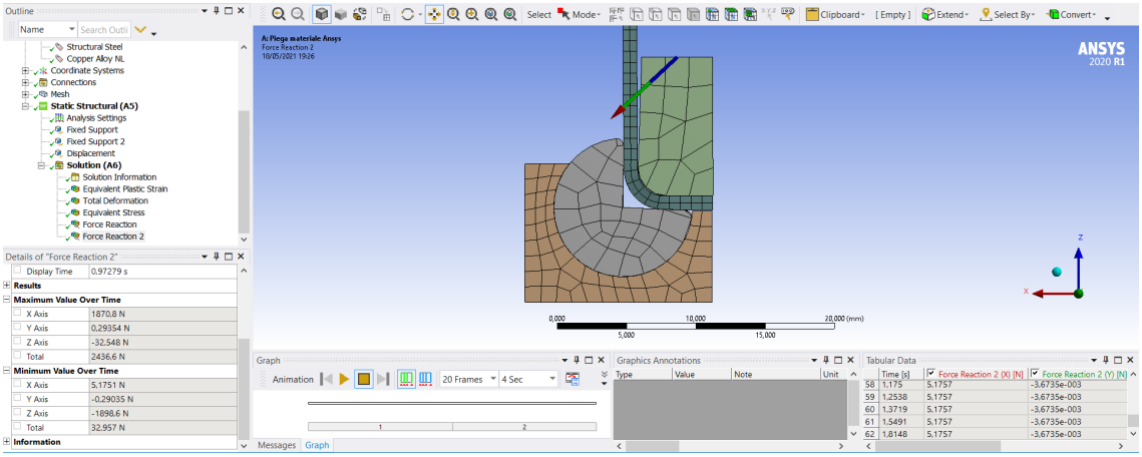


Figura 91:Rappresentazione forza di piegatura.

Dalla Fig.91, si osserva che la reazione che la lamina esercita sulla lamiera è di $\boldsymbol{R} = |1898{,}6|N$, questo valore è maggiore di quello ricavato dalla formula ($F_{piegatura} = 1166N$)

La sequenza del fenomeno deformativo è il seguente:

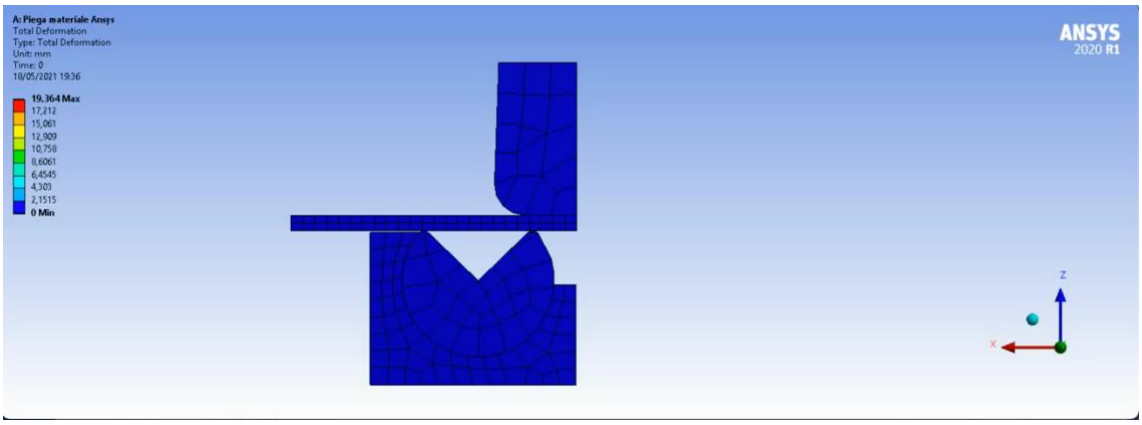


Figura 92:Sequenza deformazione (1).

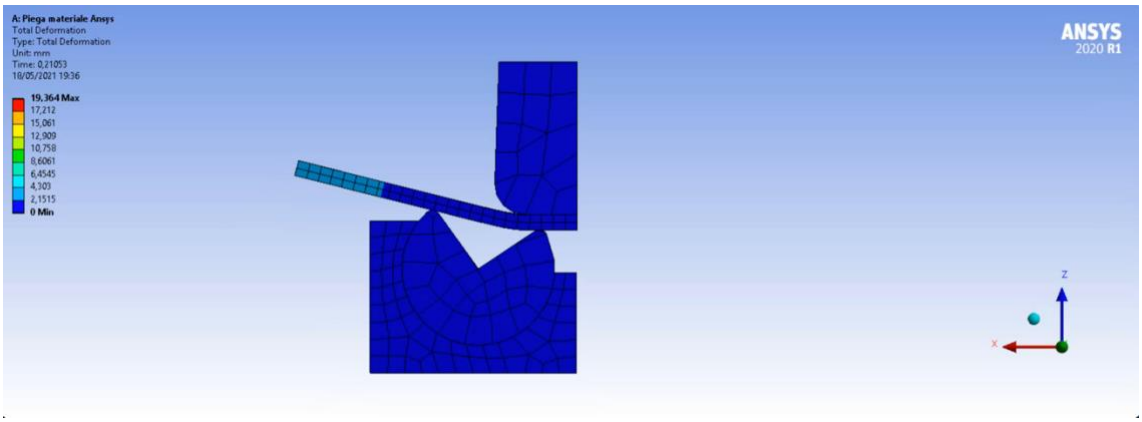


Figura 93:Sequenza deformazione (2).

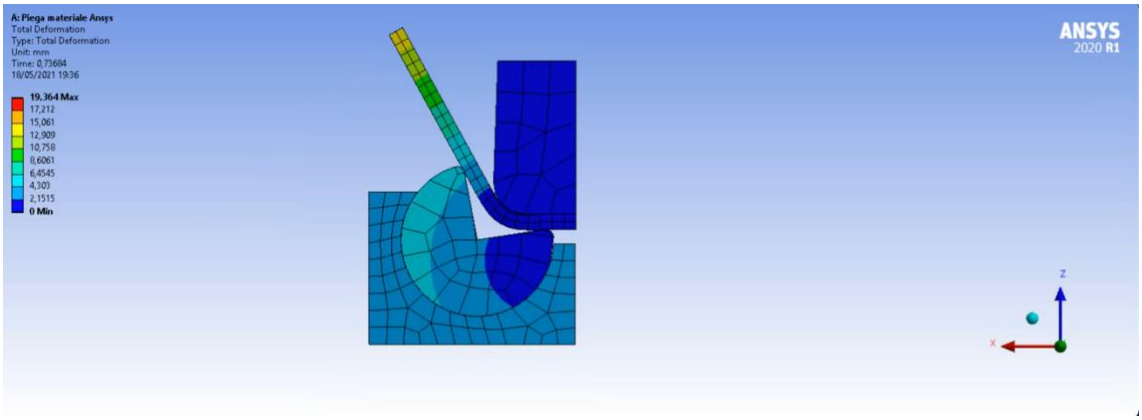


Figura 94:Sequenza deformazione (3).

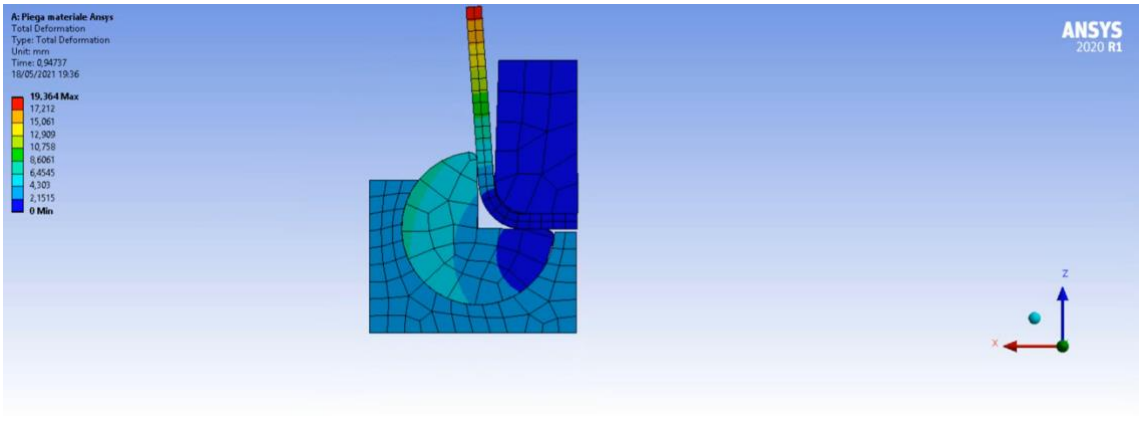


Figura 95:Sequenza deformazione (4).

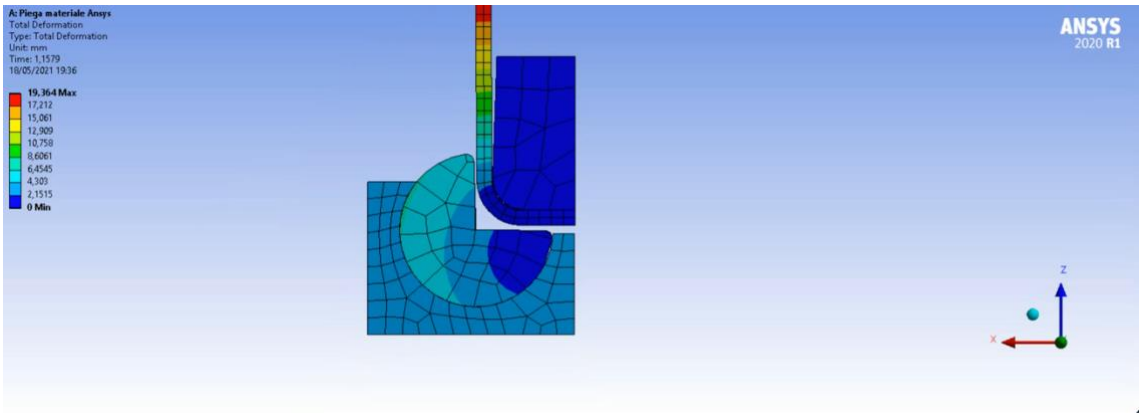


Figura 96:Sequenza deformazione (5).

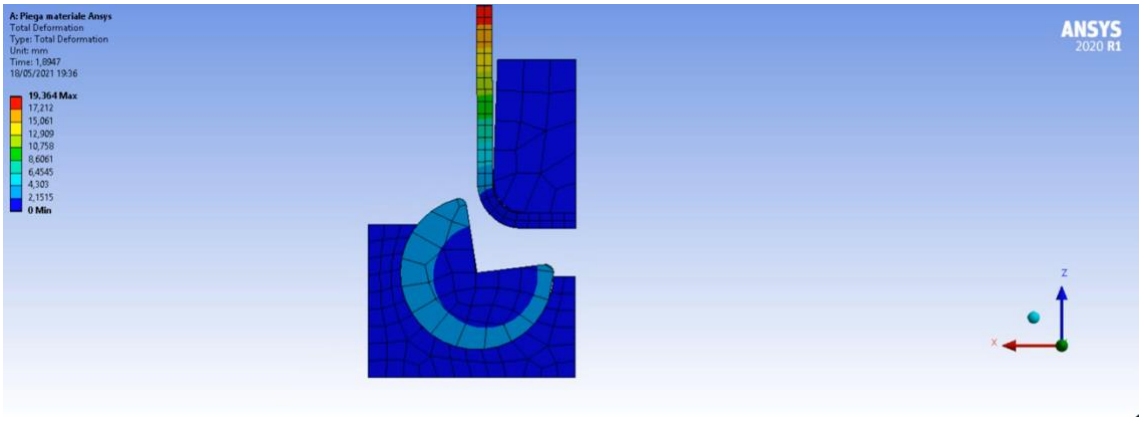


Figura 97:Sequenza deformazione (6).

Conclusione

L'intento dell'elaborato svolto presso l'impresa *Loccioni* in Jesi, era quello di effettuare una prototipazione di un macchinario di dimensioni compatte capace di tranciare e piegare una lamina di rame elettrico di *1mm* di spessore. Il progetto ha preso piede dalla conoscenza dei dati resi noti dall'azienda di automobili italiana, quali disegni 3D della cella e layout della linea di assemblaggio.

Da queste informazioni, ed effettuando diverse ipotesi e scelte progettuali, si è iniziati a disegnare tramite il software *3D Solid Edge* alcuni possibili schemi di operazioni di tranciatura e piegatura. Per la prima è stata scelta una lavorazione piuttosto standard con cesoia, premilamiera e matrice di appoggio; per la seconda operazione si è utilizzati un metodo non convenzionale di piegatura eseguita tramite la rotazione di un cilindro, decurtato di un quarto, all'interno della propria sede. Per quanto concerne le attuazioni, esse sono state scelte in funzione del minimo ingombro possibile utilizzando componenti disponibili sul mercato.

Abbozzati i suddetti schemi di lavorazione, sono state eseguite alcune verifiche sia di tipo dimensionale (in modo da accertarsi sui reali ingombri dei membri), sia di tipo strutturale (come, per esempio, la verifica a flessione delle colonne e del morsetto delle stesse). Successivamente sono stati scelti i sistemi di movimentazione e sono stati adattati al disegno CAD; anche per questi sono stati utilizzati componenti presenti sul mercato da produttori già noti nei database *Loccioni*, come ad esempio: *Bosch rexroth, Fibro, R+W giunti* e altri. Il tutto è stato poi racchiuso all'interno di una struttura che ha il duplice compito di telaio e protezione per gli operatori.

Porzione importante dell'elaborato è anche quella inerente alle simulazioni agli elementi finiti tramite il software *Ansys* sul quale sono stati simulati i movimenti e le forze di esercizio delle due operazioni. Proprio grazie a simulazioni statiche e dinamiche di questo tipo, si è riusciti a quantificare grandezze fondamentali non ricavate con il solo studio della letteratura. Le informazioni più rilevanti che sono state estratte sono:

- La forza di tranciatura e la forza che premilamiera deve imprimere per tenere salda la lamina;

- Forza di piegatura;
- Il ritorno elastico della lamina, e quindi l'extra corsa che deve eseguire la matrice per raggiungere l'angolo di deformazione voluto;
- Caratteristiche del materiale "*rame non lineare*" presente in Ansys.

A tal proposito, per arricchire ulteriormente la tesi, sono state eseguite diverse prove di trazioni sperimentali nei laboratori *Loccioni* in modo da costruirci una curva vera di tensione-deformazione con lo scopo di ottenere un comportamento più veritiero della lamina di rame soggetta a deformazione plastica.