



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica

**Progetto di un sistema per prove biassiali su metalli e compositi
costituito da quattro attuatori indipendenti in grado di generare storie di
carico variabili**

**Design of a system for biaxial tests on metals and composites consisting
of four independent actuators capable of generating variable load
histories**

Relatore: **Prof. Ing. Marco Rossi**

Tesi di Laurea di: **Eros D'Addazio**

A.A. 2019 / 2020

INDICE

1.INTRODUZIONE	1
1.1 DEFORMAZIONE PLASTICA DEI MATERIALI.....	3
1.2 PROVA DI TRAZIONE E PROPRIETA' MECCANICHE	4
1.2.1 FASE DI DEFORMAZIONE ELASTICA	7
1.2.2 FASE DEFORMAZIONE ELASTOPLASTICA	7
1.2.3 FASE GRANDI DEFORMAZIONI PLASTICHE.....	8
1.3 PROVA DI TRAZIONE: MODALITA' DI ROTTURA DEL PROVINO	9
2. LA PROVA DI TRAZIONE BIASSIALE	12
2.1 LO STATO DI TENSIONE BIASSIALE.....	12
2.2 CONFRONTO TRA PROVA MONOASSIALE E BIASSIALE.....	13
2.3 PROVA DI COMPRESSIONE.....	14
2.4 RAPPORTO TRAZIONE-COMPRESSIONE ED EFFETTO BAUSHINGER	16
3. PROVINO CRUCIFORME	18
3.1 GEOMETRIA DEL PROVINO.....	18
3.2 OTTIMIZZAZIONE DEL PROVINO.....	20
4. ASSIEME E COMPONENTI	24
4.1 COMPONENTI GENERALI (ASSIEME).....	24
4.2 SEQUENZA MONTAGGIO DEI COMPONENTI	28
4.3 CALIBRAZIONE MACCHINA.....	28
5.TELAIO	31
5.1 FUNZIONALITA'	31
5.2 MATERIALE SCELTO.....	32
5.3 PROCESSO DI PROGETTAZIONE FORMA E DESIGN DEL TELAIO	33
5.3.1 SCELTA DEL TELAIO SCATOLATO	36
5.3.2 DETTAGLI DEL TELAIO SCATOLATO	38
5.4 FORMATURA E DEFORMAZIONE DI FOGLI IN LAMIERA.....	40
5.4.1 LA LAMINAZIONE.....	40
5.4.2 LA PIEGATURA	41
5.4.3 GRANDEZZE IN GIOCO	42
5.4 ANALISI TENSIONE/DEFORMAZIONE EQUIVALENTE SU ANSYS.....	45
5.4.1 LA MESH	45

5.4.2 APPLICAZIONE VINCOLI E FORZE	47
5.4.3: RISULTATI	49
5.4.4 SAPER INTERPRETARE ANSYS	51
6. ATTUATORE	53
6.1 RICERCA DELL'ATTUATORE	53
6.2 SPECIFICHE PRINCIPALI	55
7. SISTEMA DI AFFERRAGGIO	57
7.1 PROCESSO DI DIMENSIONAMENTO AFFERRAGGI	57
7.2 FENOMENO DI FLESSIONE SEMPLICE RETTA:	59
7.3: MODULO DI RESISTENZA A FLESSIONE	61
7.4 COSTRUZIONE AFFERRAGGIO	62
7.5 FUNZIONE DEI PIATTELLI	64
8. SCELTA DELLE VITI.....	65
8.1 VITI E CLASSI DI RESISTENZA	65
8.2 FORZA DI SERRAGGIO VITE-AFFERRAGGIO	68
9. SISTEMA ACQUISIZIONE DATI.....	69
9.1: CELLE DI CARICAMENTO.....	69
9.2: TIPOLOGIE PRINCIPALI.....	70
9.3 CELLE DI CARICO PIU' UTILIZZATE	72
9.4 ESTENSIMETRI	72
10.TAVOLE TECNICHE DEI COMPONENTI.....	74
11.CONCLUSIONE	86
12.BIBLIOGRAFIA.....	87
13.SITOGRAFIA	88
RINGRAZIAMENTI.....	89

1.INTRODUZIONE

In tutti i settori industriali le prove sui materiali giocano un ruolo fondamentale nella progettazione e nella definizione dei processi tecnologici che portano alla produzione di un determinato manufatto.

Al giorno d'oggi, il settore delle prove meccaniche sui materiali si è notevolmente ampliato e si applica nei campi più disparati, dove si ha sempre maggiore necessità di caratterizzare in maniera più precisa possibile i diversi materiali impiegati (da quelli di carattere organico del settore alimentare e farmaceutico a quelli compositi e metallici più o meno avanzati del settore meccanico-industriale e delle costruzioni), in modo tale da ottimizzare in termini economici e qualitativi la propria attività e le caratteristiche della propria gamma di prodotti. Caratterizzare un materiale significa disporre di tutti quei dati che giustificano la sua scelta o meno, a seconda della collocazione, per farne un utilizzo che sia il più idoneo possibile; le macroaree in cui si classificano le proprietà di un materiale sono quelle dell'ambito chimico, fisico, tecnologico e meccanico: in questo contesto nasce la necessità di correlare la Scienza dei materiali al mondo dell'Ingegneria.

Assodato il ruolo centrale occupato da questo tipo di prove, nella presente tesi verrà sviluppato, attraverso opportuni software di prototipazione e di disegno, il "concept" del sistema di prova meccanica avanzata, fornendo tutti i dati necessari alla realizzazione materiale del progetto corredati di analisi e calcoli strutturali: si tratta di un sistema capace di eseguire prove di trazione biassiali (con possibilità di effettuare anche prove di compressione) su materiali. Il sistema sarà in grado di testare diversi tipi di materiale, dai metallici e ceramici ai polimerici e compositi, utilizzando provini progettati ad hoc. (con i primi che fanno da padroni nel settore delle costruzioni e i secondi che rappresentano l'avanguardia e che si sono ritagliati un posto sempre maggiore negli ultimi anni).

Il sistema che si è cercato di sviluppare può essere utilizzato, ad esempio, come primo step nella progettazione di processi di formatura di lamiera, in quanto è possibile ricreare degli stati tensionali simili a quelli ci si aspetta di ottenere durante operazioni di deformazione. Una delle peculiarità della macchina è il fatto che gli attuatori che si occupano di generare la sollecitazione del provino sono dotati di dispositivi di motorizzazione autonomi che possono generare storie di carico disaccoppiate. In situazioni in cui più tipologie di carico si presentano contemporaneamente, aumentando

la “pericolosità” dell’operazione, questo tipo di prove è di fondamentale importanza per irrigidire i margini di sicurezza e minimizzare gli sprechi di materiale.

L’obiettivo di tale lavoro è quindi quello di progettare una macchina biassiale, che lavori sia a trazione che a compressione, costituita da quattro attuatori autonomi in grado di generare storie di carico differenti. La tesi è stata sviluppata congiuntamente da due studenti di Ingegneria Meccanica, Eros D’Addazio e Gianmarco Di Brandimarte. Ogni studente si è “concentrato” su dei compiti specifici, ma per motivi di uniformità e in accordo con il relatore Prof. Marco Rossi, la tesi è stata scritta in un unico formato. In particolare, i ruoli svolti dai due studenti sono sintetizzati di seguito.

Lo studente Eros D’Addazio ha avuto il compito di progettare il corpo portante dell’intera macchina (il telaio) andando ad analizzare le varie deformazioni che poteva subire durante tutto il funzionamento e assicurarsi che tale struttura non subisca danni dal punto di vista meccanico; inoltre si è occupato di analizzare tutte le forze agenti sull’intero telaio grazie all’aiuto di un software specifico (si è utilizzato il software di Ansys per le analisi agli elementi finiti). Dopodiché, come secondo compito, si è concentrato sulla realizzazione degli attuatori andando a valutare la corsa massima e la corsa minima degli stessi.

Lo studente Gianmarco Di Brandimarte, invece, ha avuto come compito quello di scegliere la tipologia dei quattro afferraggi, che andranno poi a garantire il meccanismo di presa sul provino, per poi andarli a dimensionare anche in base alle forze che entrano in gioco e dover effettuare infine le opportune verifiche. Inoltre, si è occupato della scelta della vite adatta per la costruzione dell’afferraggio andando ad effettuare anche qui le opportune verifiche. Come secondo compito, Di Brandimarte si è occupato della scelta di una cella di carico che lavori bene sia a trazione che a compressione per poi stabilire un giusto accoppiamento con l’afferraggio.

È doveroso specificare che per alcuni aspetti che riguardano la componentistica del sistema (che verranno menzionati di seguito) non sia stato possibile trovare dei riscontri completi ed affidabili che permettessero di fornire dei dati certi. Alcune considerazioni sono state penalizzate, oltretutto, dal fatto che a causa del Covid-19 il tirocinio a cui questa tesi è legata sia stato eseguito a distanza in via telematica con l’impossibilità di avere un sostegno “fisico” da parte di qualcuno con competenze sul campo. Il tutto per rendere chiaro che alcune caratteristiche del progetto potranno essere cambiate a seconda

delle scelte e/o necessità di chi decidesse di prendersi carico di una sua eventuale realizzazione.

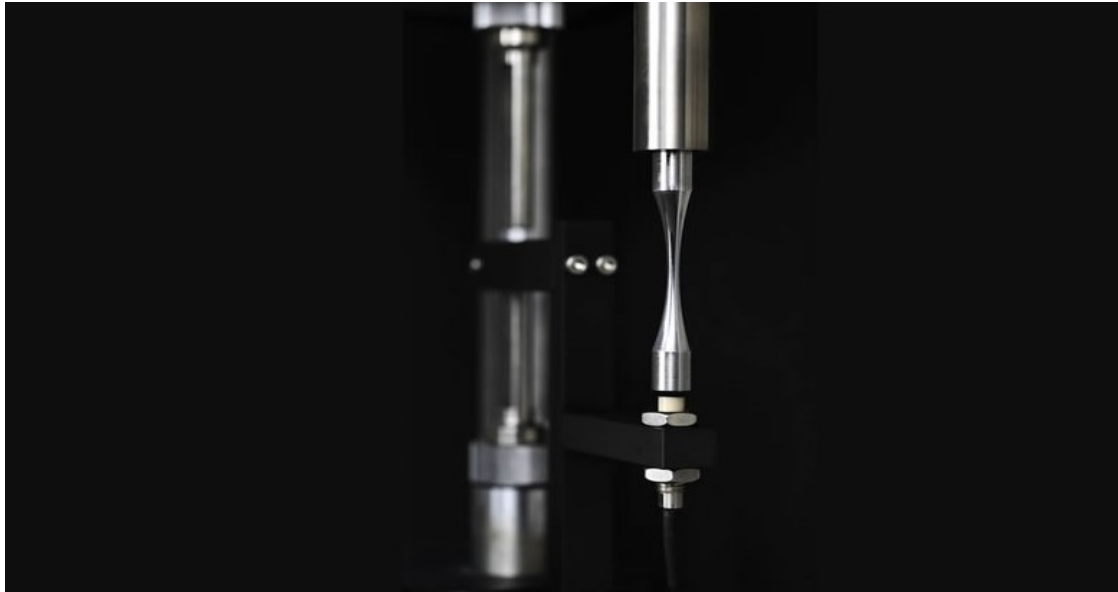


Figura 1. Immagine di una tradizionale prova per materiali

1.1 DEFORMAZIONE PLASTICA DEI MATERIALI

Il comportamento dei materiali in termini di deformazione plastica viene descritto da quella che viene definita come legge reologica, la stessa che ci fornisce i termini da cui dipende la resistenza:

$$\delta = (\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T, \text{microstruttura})$$

La resistenza alla deformazione è direttamente relazionata non solo con i termini deformativi ma anche con le caratteristiche della microstruttura (dimensione di grani e presenza di seconde fasi), per questa ragione anche per prove eseguite sullo stesso materiale non si riusciranno ad ottenere mai dei riscontri perfettamente sovrapponibili.

Tale legge è stata stesa attraverso lo studio di stati tensionali semplici ma allo stesso tempo estendibili a casi di complessità maggiore.

1.2 PROVA DI TRAZIONE E PROPRIETA' MECCANICHE

La presente prova è quella più tradizionale e rappresentativa al fine di valutare in maniera generalizzata le proprietà meccaniche di un materiale cioè la capacità dello stesso di resistere alle azioni provocate da forze esterne che tendono a deformarlo; nello specifico il test di trazione misura la resistenza di tipo statica dato che la sollecitazione applicata lo è anch'essa.

Una forza statica non varia nel tempo o tutt'al più presenta una variazione di entità molto lenta (nel caso della prova di trazione si utilizza una velocità d'incremento del carico pari a circa $9,8 \text{ [N/(mm}^2\cdot\text{s)]}$): la capacità di un materiale di contrastare gli effetti di tale tipo di forza è detta resistenza alla deformazione.

L'esecuzione della prova di trazione permette l'ottenimento di informazioni riguardo il coefficiente di strizione, l'allungamento percentuale a rottura del materiale e il suo modulo di elasticità nonché una descrizione quantitativa del comportamento al flusso plastico.

Nell'aspetto pratico la prova risulta di facile realizzazione ma richiede che vengano adottati accorgimenti particolari: non è difatti possibile sottoporre al test parti di materiale di forma qualsiasi ma provini di forma e dimensioni ben normate. Generalmente la prova termina nel momento in cui a seguito dell'aumento variabile del carico applicato il provino giunge a rottura, non per altro l'unico handicap di questa verifica è che sia, appunto, distruttiva.

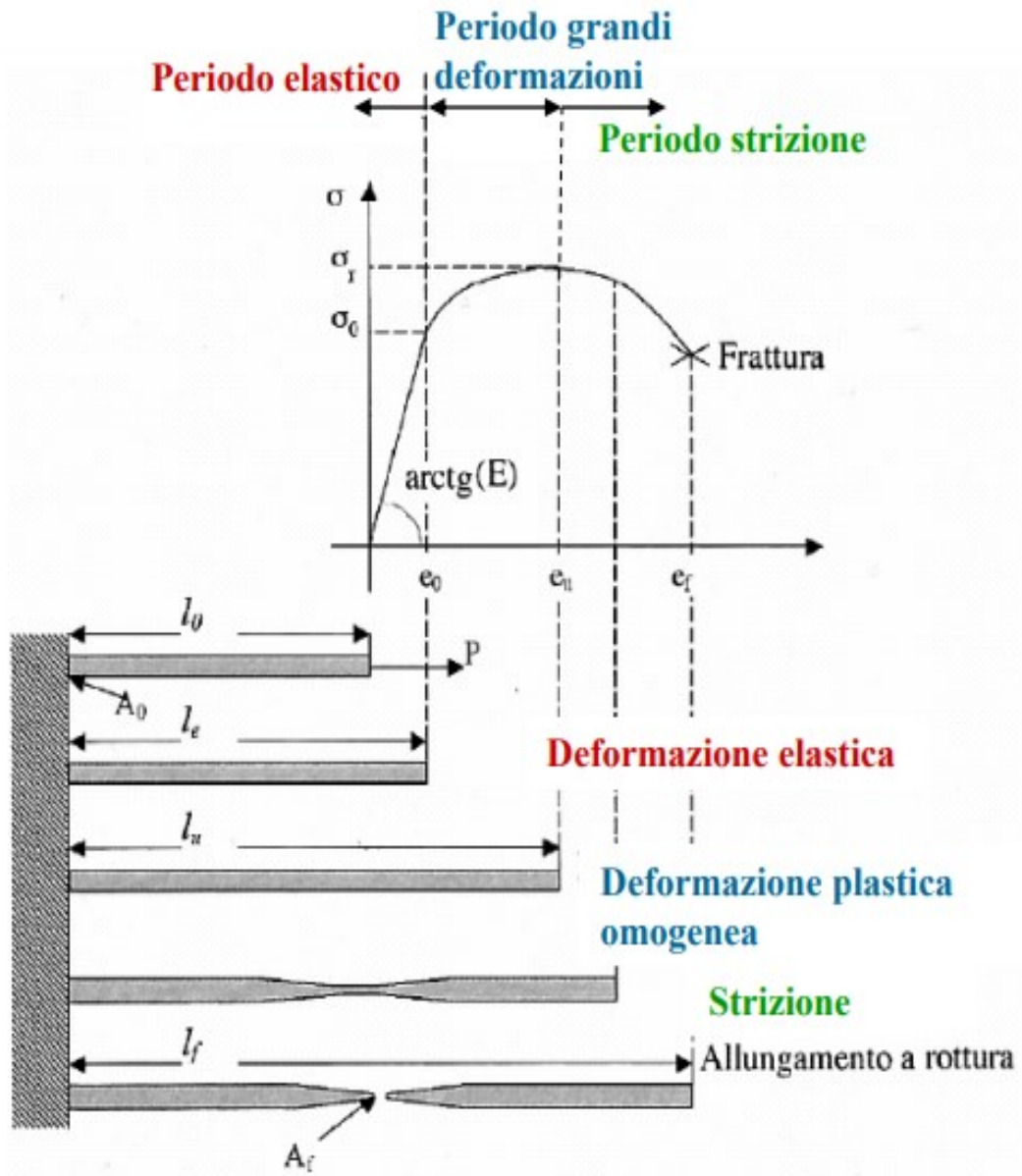


Figura 2. Grafico di prova di trazione mono-assiale e condizione del provino nelle diverse fasi

Di sopra è riportata la curva che otteniamo come output di un test di trazione monoassiale e gli effetti riportati dal provino nelle diverse fasi caratteristiche. Sulle ordinate del grafico troviamo la tensione nominale mentre sulle ascisse il coefficiente di dilatazione lineare medio, ottenuti rispettivamente come:

$$s = \frac{P}{A_0}$$

$$e = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{L}{L_0} - 1$$

P e A_0 sono il carico istantaneo applicato e l'area iniziale della sezione trasversale del provino mentre L e L_0 sono rispettivamente la lunghezza istantanea e iniziale del provino (L sempre $> L_0$).

Tra due termini espletati precedentemente sussiste una relazione lineare meglio nota come legge di Hooke:

$$\rho = E \times \varepsilon$$

In cui il termine E rappresenta il modulo di elasticità del materiale o di Young [Mpa] (l'isotropia del materiale garantisce valori del modulo uguali in tutte le direzioni): questo termine è legato alle forze di legame tra gli atomi del metallo o della lega. I metalli con un alto modulo di elasticità sono relativamente rigidi e non si flettono facilmente. Si noti che nella regione elastica del diagramma sforzo-deformazione il modulo non cambia aumentando la sollecitazione.

La caratterizzazione vera e propria viene effettuata analizzando le tensioni e le variazioni subite dal provino nelle fasi riportate nell'immagine precedente; il fatto che si utilizzi il rapporto tra carico e area trasversale del provino e non semplicemente il carico massimo cui è sottoposto è dovuto ad un motivo molto semplice: il secondo dipende sì da che tipo di materiale stiamo utilizzando (l'intensità dei legami atomici tipici delle diversi strutture chimiche garantisce il raggiungimento di forze più o meno rilevanti) ma è anche vero che sarebbe fortemente influenzato dall'area resistente del provino stesso per cui non si farebbe una caratterizzazione autentica del solo materiale.

1.2.1 FASE DI DEFORMAZIONE ELASTICA

È il campo in cui viene confermata la legge di Hooke per cui vi è un rapporto di proporzionalità diretta tra i carichi e le deformazioni che con buona approssimazione possono essere ritenute reversibili visto che al cessare della sollecitazione il provino tende a riacquisire la sua forma iniziale senza presentare variazioni apprezzabili soprattutto nella direzione trasversale: un comportamento tipico dei materiali sottoposti a trazione è quello di presentare una deformazione di “segno” opposto rispetto alla direzione in cui viene applicato il carico, per cui, con un allungamento si registrerebbe una contrazione della sezione trasversale resistente (effetto Poisson) la quale genera la rottura.

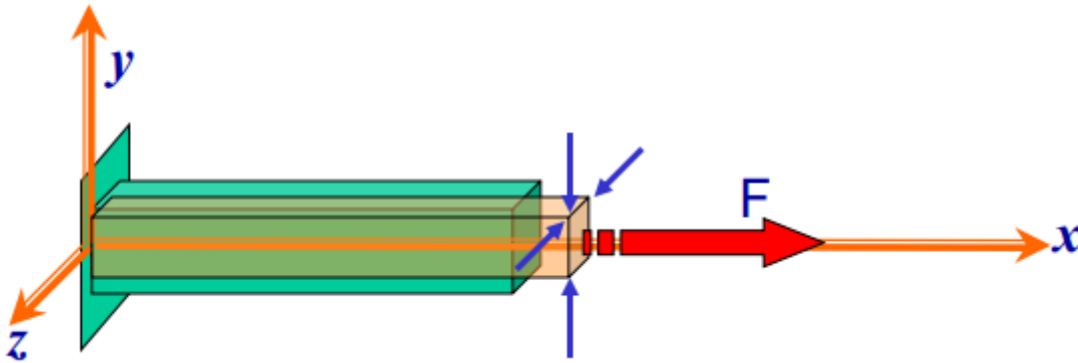


Figura 3. Contrazione trasversale del materiale in seguito all'allungamento

1.2.2 FASE DEFORMAZIONE ELASTOPLASTICA

Fase in cui continua ad esserci una certa relazione deformazione-tensione ma non è più valida la legge di Hooke (si supera il limite di proporzionalità discostandosi dall'andamento lineare della curva), si accumula una certa deformazione residua allo scaricare della sollecitazione.

Se il materiale è tra i tipici ad esserne affetto, in questa zona del grafico, (dal punto in cui viene rilevata la tensione ammissibile δ_0) si verifica il fenomeno di snervamento.

La deformazione plastica permanente che si accumula dal superamento del limite di snervamento in poi non la si deve alla rottura dei legami atomici (che richiederebbe un livello di tensione ben più alto) ma allo slittamento dei piani interatomici e al movimento delle dislocazioni al livello dei grani.

1.2.3 FASE GRANDI DEFORMAZIONI PLASTICHE

In questo tratto la deformazione è completamente irreversibile, con l'interruzione delle sollecitazioni e il materiale non può più percorrere lo stesso percorso di carico ma, a grandi linee, una retta parallela a quella iniziale (visto che la zona di proporzionalità diretta è individuabile dal tipico andamento rettilineo) manifestando una certa deformazione residua.

Dal grafico è facile notare come dal superamento del limite di snervamento in poi non si hanno degli aumenti di tensione consistenti come nel campo plastico ma ciò non toglie che per avere un incremento della deformazione si richiede un aumento di tensione: questa necessità è imputabile al così detto "incrudimento". Prende questo nome il fenomeno per cui si ha una considerevole diminuzione da parte delle dislocazioni di generare scorrimento, per cui, tale condizione di staticità può essere vinta solo applicando carichi di intensità crescente.

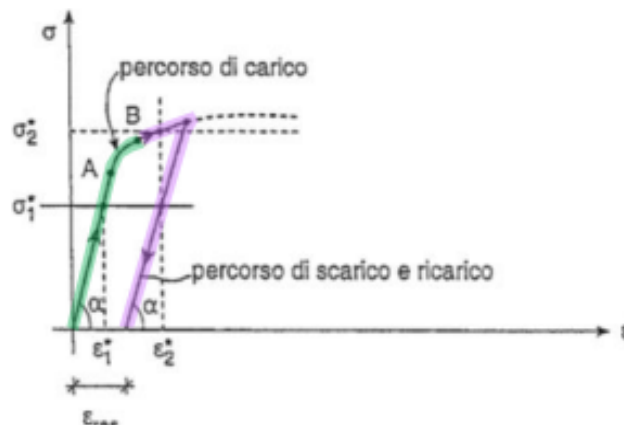


Figura 4. Grafico rappresentante il comportamento allo scarico dei provini

Il raggiungimento del picco, il limite di resistenza quindi, corrisponde alla tensione nominale massima che ci permette di caratterizzare il materiale (σ_r).

Il raggiungimento del picco di massima intensità nel diagramma corrisponde a quella che viene definita come strizione localizzata, detta così perché viene a verificarsi in un'area circoscritta del provino: è proprio da questa che si innesca la riduzione sensibile di sezione trasversale che porta alla rottura (maggiore è la duttilità del materiale maggiore sarà l'entità della deformazione raggiunta alla strizione). La riduzione di sezione è facilitata dalla presenza di microdifetti nel materiale.

L'ultimo punto coincide con la massima deformazione raggiunta dal materiale nonché il punto di rottura del provino.

La strizione rende “irreale” l'andamento decrescente della curva della prova perché dal picco in poi si registra una distribuzione non omogenea delle deformazioni che vanno appunto a localizzarsi in una zona ben precisa del provino, ragion per cui, sarebbe più corretto riferirsi alla “tensione vera” ottenuta dal rapporto tra la forza e la sezione trasversale istantanea piuttosto che quella nominale; la prima in questo caso sarà sicuramente maggiore dato che $A_{ist.} > A_0$.



Figura 5. Macchina per prove di trazione mono assiali di nuova concezione

1.3 PROVA DI TRAZIONE: MODALITA' DI ROTTURA DEL PROVINO

Il processo che conduce alla rottura con separazione delle parti si articola in diversi passi:

1) Dapprima, dopo l'inizio della strizione, all'interno del provino si formano, in corrispondenza di microdifetti (sempre presenti in quantità più o meno elevate), cavità di piccole dimensioni (microvuoti).

2) Al procedere della deformazione, queste microcavità tendono ad allargarsi e a fondersi tra loro

fino a formare una fessura interna di forma approssimativamente ellittica con asse maggiore

ortogonale all'asse del provino.

3) In fine la frattura tende rapidamente a propagarsi verso l'esterno mediante scorrimento lungo una

superficie conica inclinata a 45° rispetto all'asse del provino (direzione delle massime tensioni

tangenziali)

4) Questo tipo di rottura, tipico dei materiali duttili, è talvolta denominato “frattura a coppa e cono” per la particolare forma assunta dai due monconi del provino dopo la loro completa separazione

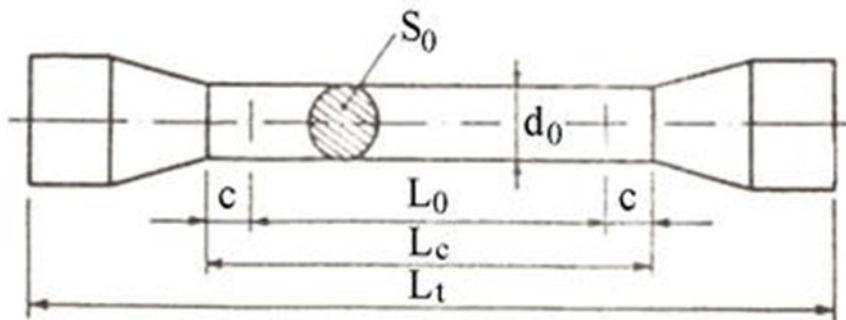


Figura 6. Grandezze tipiche di un provino per prove di trazione mono assiali

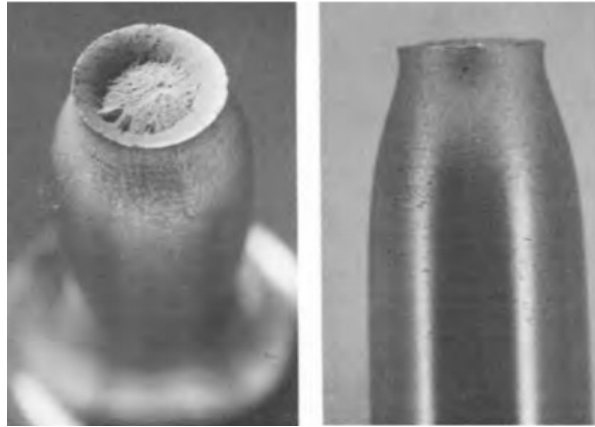


Figura 7. Provino affetto da rottura duttile (si distinguono i tratti distintivi della forma modalità di rottura "coppa-cono")

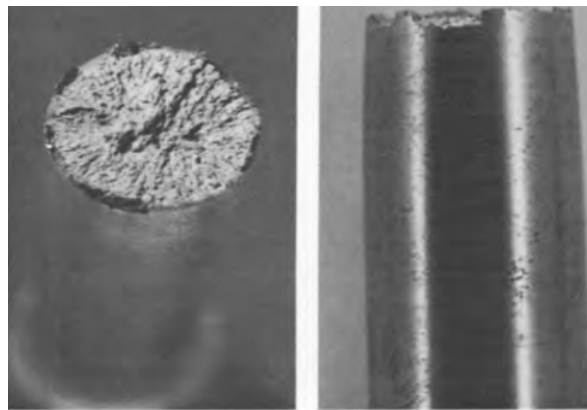


Figura 8. Provino affetto da rottura fragile

2. LA PROVA DI TRAZIONE BIASIALE

2.1 LO STATO DI TENSIONE BIASIALE

Lo stato tensionale biassiale può essere presentato a partire dal concetto di tensore della tensione \mathbf{T} che riprende le stesse proprietà della struttura matematica di quello della deformazione:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Figura 9. Tensore della tensione

Per la precedente similitudine abbiamo la possibilità di scrivere:

$$\sigma_n = \mathbf{n} \times \mathbf{Tn}, \tau_{nl} = \mathbf{l} \times \mathbf{Tn}, \tau_{nm} = \mathbf{m} \times \mathbf{Tn}$$

(il primo pedice indica la normale al taglio mentre il secondo la direzione della componente)

A partire dalle condizioni di autovettori e autovalori del tensore si riescono a rappresentare i tipici stati di tensione: essendo la matrice \mathbf{T} simmetrica (si evita la dimostrazione della simmetria) tutti i suoi autovalori sono reali e quindi per questo motivo esistono almeno tre direzioni principali (indicate come $\mathbf{n}_1, \mathbf{n}_2, \mathbf{n}_3$) che formano una base; gli autovalori che sono le tensioni normali nelle direzioni principali si dicono *tensioni principali* ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)

A questo punto preso un generico punto P diremo che lo stato tensionale nel punto è biassiale quando un autovalore è nullo, ad esempio $\sigma_3=0$, e tutti i vettori tensione sono allora perpendicolari a \mathbf{n}_3 .

Il tensore in questo caso “piano” si riduce a:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{bmatrix}$$

Figura 10. Tensore della tensione nel caso piano

2.2 CONFRONTO TRA PROVA MONOASSIALE E BIASIALE

La classica prova di caratterizzazione monoassiale avrebbe una rilevanza assoluta solo nel caso utopistico (soprattutto se si parlasse di materiali metallici) in cui il provino in questione possedesse un comportamento perfettamente isotropo, cioè uguale in ogni direzione di applicazione del carico. Come ben sappiamo il comportamento di un materiale sottoposto a operazioni di deformazione ha la tendenza ad essere anisotropo, quindi variabile in funzione della direzione di applicazione della sollecitazione: facendo riferimento ai metalli, l’anisotropia, è frutto dell’orientazione preferenziale dei grani in direzioni ben precise; il fenomeno in questione ha un impatto rilevante sulle proprietà meccaniche ed i rapporti tra le deformazioni.

Se si pensa ad esempio alle operazioni di formatura delle lamiere, l’anisotropia, diventa forse il principale fenomeno da tenere sotto controllo per la buona riuscita della lavorazione. Una lamiera può presentare un diverso comportamento tra direzione dello spessore e piano e quindi manifestare un’anisotropia normale o invece tra le due direzioni del piano, in quel caso, parleremmo di anisotropia planare: la quantificazione di questo sintomo può avvenire attraverso l’estrazione di provini nelle diverse direzioni sopracitate e la loro sottoposizione a prove di trazione monoassiale con conseguente studio degli effetti riportati, questo però si dimostrerebbe un iter troppo lungo, di difficile esecuzione e non del tutto veritiero.

Le operazioni di formatura di fogli di lamiera sono solo una delle tante lavorazioni che in realtà coinvolgono sforzi multidirezionali a danno degli elementi che le subiscono e, da qui, la necessità di mettere alla prova dei provini dedicati a dei test che simulino con accuratezza questi specifici stati tensionali: la prova di trazione biassiale con provino cruciforme riesce ad avvicinarsi in una maniera più completa a queste condizioni offrendo dei risultati comparabili con le situazioni reali a discapito della classica uniassiale che ci fornirebbe una caratterizzazione in un'unica direzione quando invece lo stress si propaga su piani differenti.

Gli esperimenti di trazione biassiale sono quindi la più valida alternativa di test di provini a pareti sottili per caratterizzarne il comportamento del materiale sotto sollecitazioni meccaniche. Queste prove richiedono necessariamente il supporto da parte di sistemi di correlazione di immagini digitali per ottenere informazioni sulla deformazione della superficie e software di progettazione agli elementi finiti. Tuttavia tali test non sono intuitivi come una prova di trazione tradizionale poiché possiamo misurare solo la deformazione in una regione del provino (generalmente quella centrale) e non lo stato di sollecitazione vero e proprio che invece può essere solamente valutato in maniera approssimativa, seppur comunque senza significativi discostamenti.

Tutto questo, unito al fatto che siano richieste apparecchiature e software costosi, hanno fatto sì che le prove di tipo biassiale non abbiano acquisito la stessa importanza e maturità di quelle monoassiali ma sembrano essere man mano la via più praticabile per la valutazione di particolari materiali come i compositi, soprattutto.

2.3 PROVA DI COMPRESSIONE

Tra i numerosi vantaggi che annovera un macchinario del tipo pensato in questo progetto c'è quello della capacità di eseguire delle prove di trazione; magari anche nello stesso test sperimentale visto che gli attuatori sono indipendenti l'uno dalle azioni degli altri vi sarebbe la possibilità di creare un ambiente che crei sul provino una combinazione di sollecitazioni "mista".

Caratteristica peculiare di questa prova è l'assenza della strizione, condizione che permette il raggiungimento di valori di deformazione ben più elevati di quelli a trazione: per i materiali più duttili si parla di incrementi anche pari a quattro volte.

La compressione che è possibile fare sfruttando il sistema progettato non è riconducibile a quella assialsimmetrica poiché predilige l'uso di provini cilindrici e lo studio delle condizioni di attrito tra interfaccia pressa-provino (con conseguenti considerazioni sul fenomeno della barilottatura che si innesca a causa della presenza di sforzi tangenziali dovuti all'attrito che generano uno stato tensionale tridimensionale) né tantomeno alla più restrittiva prova di Ford che trova una similitudine nell'uso di un provino a spessore ridotto (tipicamente una lamiera) ma che consiste praticamente nell'effettuare un'indentatura.

Le prove di trazione trovano l'interesse della maggior parte delle analisi riguardo le più utilizzate lavorazioni di deformazione plastica industriali (es. fucinatura, stampaggio) poiché gli stati tensionali che si riscontrano nelle prime sono praticamente analoghi a quelli caratteristici delle seconde.

Per convenzione visto il verso assunto dal vettore forza durante la compressione e dato che lunghezza del provino, diversamente dalla trazione, subisce una diminuzione rispetto il valore iniziale: per questa ragione si adotta la convenzione di considerare negativa la deformazione assunta in seguito ad una compressione e positiva se imputabile alla trazione.

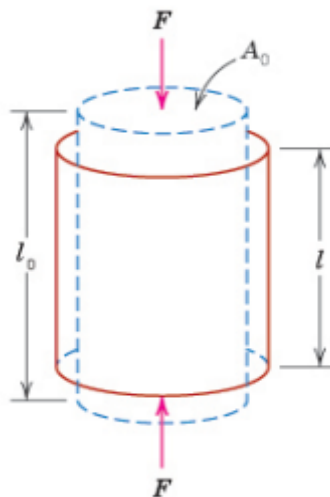


Figura 11. Immagine semplificativa del processo di compressione nell'analogia prova

2.4 RAPPORTO TRAZIONE-COMPRESSIONE ED EFFETTO BAUSHINGER

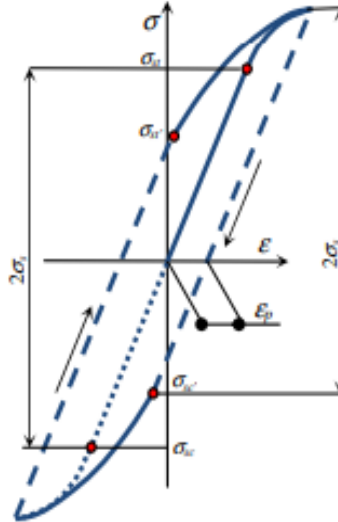


Figura 12. Grafico rappresentativo dell'effetto Baushinger

Generalmente i materiali metallici hanno la caratteristica di possedere la stessa δ di snervamento sia in trazione che in fase di compressione: $\delta_t = \delta_c = \delta_s$.

Si è notato però un comportamento degli stessi che varia rispetto alla condizione ideale sopra presentata. Se ad esempio in fase di trazione si riuscisse a superare la tensione al limite dello snervamento portandola ad un valore prossimo alla massima (quindi quella raggiunta nel punto di innesco della strizione localizzata) poi, durante lo scarico della forza, il materiale presenta un comportamento elastico fintantoché si ha una variazione (decremento) di tensione pari a $\Delta\delta = 2\delta_s$.

Nel momento in cui, riferendoci al grafico precedente, si raggiunge in compressione una tensione pari a (considerando ovviamente in valore assoluto in virtù della convenzione dei segni adottata):

$\delta_{sc} = \delta_{max} - 2\delta < \delta_{sc}$: il materiale inizia a comportarsi plasticamente nonostante ci si trovi ad un livello di tensione minore di quella di snervamento tipica della compressione che normalmente non avrebbe generato deformazione permanente: si può giungere alla

conclusione per cui la tensione di snervamento a compressione di un materiale precedentemente portato a snervamento in trazione è minore di quella che altrimenti avrebbe posseduto nella condizione “vergine”. Ovviamente anche per il percorso inverso valgono le stesse assunzioni: questo fenomeno è chiamato effetto Baushinger e fornisce una spiegazione della forma tipica delle curve tensione-deformazione che si vengono a creare durante analisi cicliche tra valori di tensione e deformazione simmetrici all’asse dello zero.

Scaricando lo sforzo dopo aver raggiunto i valori di tensione massima, la stessa, esegue un percorso dall’andamento rettilineo e parallelo alla retta della fase elastica con un’inclinazione proporzionale a quella del modulo di Young caratteristico che al cessare dello sforzo, che coincide con l’intersezione sull’asse della deformazione, determina la permanenza di una certa deformazione plastica ϵ_p .

L’area racchiusa tra le curve della figura rappresenta il lavoro necessario per la deformazione plastica e l’andamento ciclico viene chiamato “ciclo d’isteresi”.

3. PROVINO CRUCIFORME

3.1 GEOMETRIA DEL PROVINO

Per quanto riguarda il provino necessario in un test di questo tipo purtroppo non si hanno le stesse condizioni e direttive specifiche come nel caso della prova monoassiale per la quale, invece, sappiamo sia come debba essere la forma del provino sia le dimensioni (entrambe standardizzate) che poi influiscono globalmente anche sulle misure di diversi componenti della macchina Universale (vedi afferraggi).

L'aspetto più difficile da valutare non è tanto quello del design del provino ma quello dell'entità delle dimensioni: per il primo aspetto è apparso conveniente a tutti coloro i quali hanno affrontato della ricerca in questo ambito di adattarsi ad una forma a croce (da qui il fatto che il provino sia riconosciuto con l'appellativo di "cruciforme") non solo per la facilità di montaggio con gli afferraggi degli attuatori ma anche per la caratteristica concentrazione delle tensioni che va ad ospitare; una geometria e delle dimensioni ben standardizzate non esistono in quanto delle variazioni strutturali del provino stesso devono essere attuate in base alla natura del materiale che lo compone.

Quando si va ad effettuare questo tipo di prova nella quale si generano situazioni di stress complesse solitamente la parte di provino sottoposta ad analisi è quella centrale (poiché vari ricercatori hanno ritenuto che fosse proprio in quella zona il punto in cui possa avvenire la misurazione della sollecitazione con il minimo errore commesso e anche perché si tratta di quella che subisce effettivamente uno stress biassiale) nella quale deve essere, in qualche modo, incentivato il cedimento. Per consentire l'acquisizione di curve sforzo-deformazione complete, la sezione centrale del provino deve subire una deformazione elastica e plastica.

Le parti circostanti, come ad esempio i bracci, devono essere accuratamente progettati e rinforzati (il rinforzo può avvenire ad esempio con deposizione laser di strati ispessenti di materiale compatibile con quello in uso), in modo che la deformazione si localizzi solo nei pressi della zona d'interesse, il tutto, a favorire la buona riuscita della prova. Uno degli aspetti fondamentali quindi per ritenere di successo un test biassiale è la

conformazione del campione. Un campione cruciforme ottimizzato e adatto per il test biassiale deve soddisfare i seguenti requisiti:

- 1) massimizzare la regione di uniformità della deformazione nella zona caricata biassialmente
- 2) minimizzare le deformazioni di taglio globali nella zona di prova caricata biassialmente
- 3) minimizzare la concentrazione di deformazione e dei danni al di fuori della zona di prova di interesse
- 4) ripetibilità dei risultati

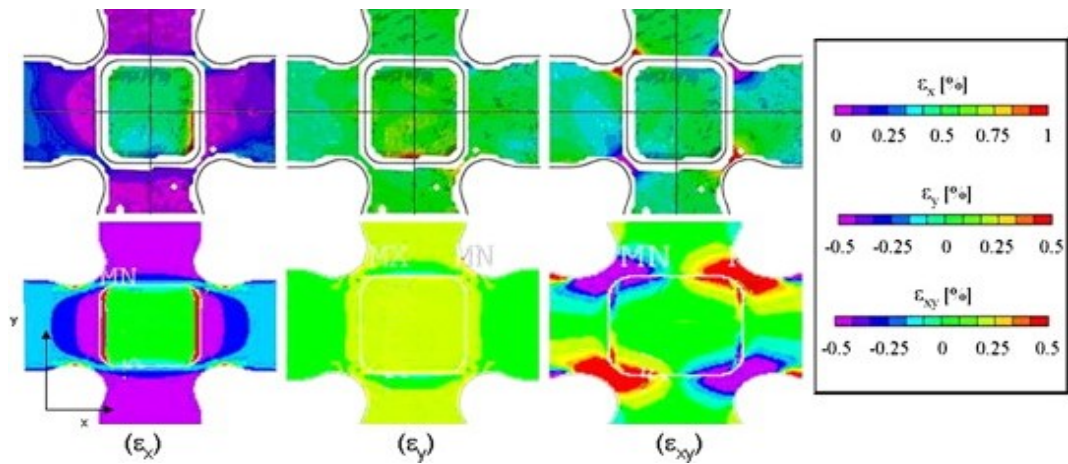


Figura 13. Tipiche analisi FEM eseguite su provini cruciformi (i presenti sono realizzati in resina epossidica al carbonio)

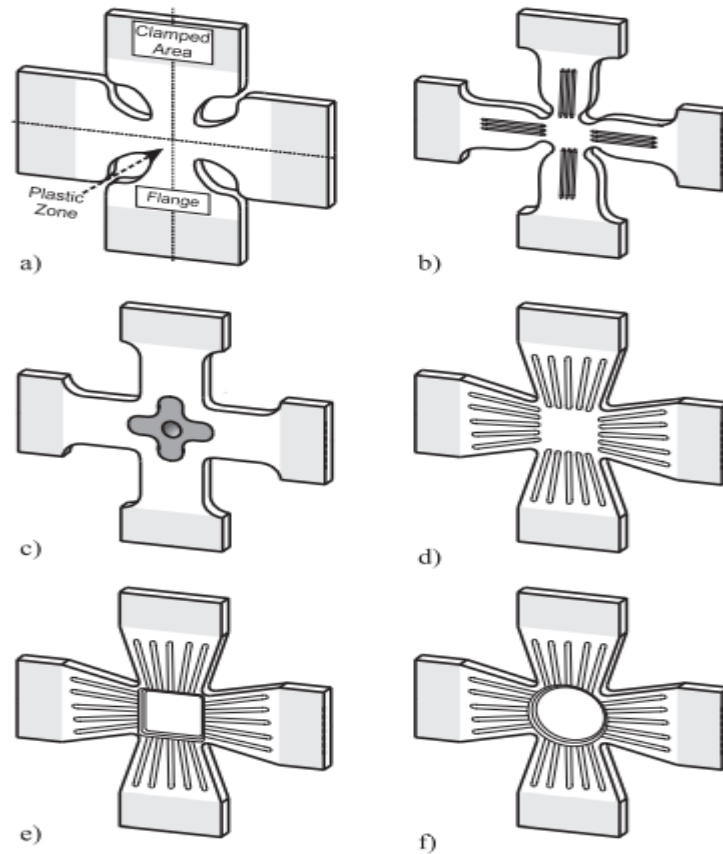


Figura 14. Tipiche forme con le quali vengono prodotti i provini cruciformi per prove di trazione biassiale

3.2 OTTIMIZZAZIONE DEL PROVINO

Per ottenere risultati sperimentali accettabili da questa prova è necessario che vengano rispettate determinate limitazioni.

In primis è fondamentale che la rottura si verifichi soltanto nella zona centrale del provino (condizione necessaria per tracciare diagrammi sforzo-deformazione veritieri) essendo l'unica che realmente subisce uno sforzo di tipo biassiale.

L'ottimizzazione della forma e delle dimensioni del provino deve giovare a quelle che sono le aree di afferraggio dello stesso che lo vanno a rendere solidali con i dispositivi di bloccaggio (piattelli dell'afferraggio). Tali zone sono riconosciute come i "bracci" del provino e sono quelle che, a tutti gli effetti, subiscono semplicemente uno sforzo di trazione monoassiale per cui l'esito della prova non darebbe risultati confrontabili con

quelli ottenuti in condizioni favorevoli se la rottura avvenisse in queste aree. Com'è facile osservare dall'immagine precedente le differenze tra una tipologia ed un'altra di provino passano principalmente per l'entità del raggio di raccordo tra i bracci e numero e grandezza delle fenditure che vi possono essere praticate. L'utilità degli intagli è quella di favorire la deformazione dei bracci sotto l'azione di forze di entità più elevata possibile affinché ci si assicuri che possa arrivare prima la rottura della zona di interesse piuttosto che quelle degli elementi di bloccaggio.

La verifica che queste variazioni portino o meno i cambiamenti ricercati è stata fatta tramite dei software per simulazione agli elementi finiti: ovviamente le caratteristiche derivanti dal comportamento del tipo di materiale impiegato non sono in nessun modo trascurabili e, vista l'impossibilità di eseguire prove su qualunque tipo di materiale esistente, è importante che i risultati ottenuti vengano consultati con moderazione.



Figura 15. Primo step di un generico processo di ottimizzazione della geometria del provino

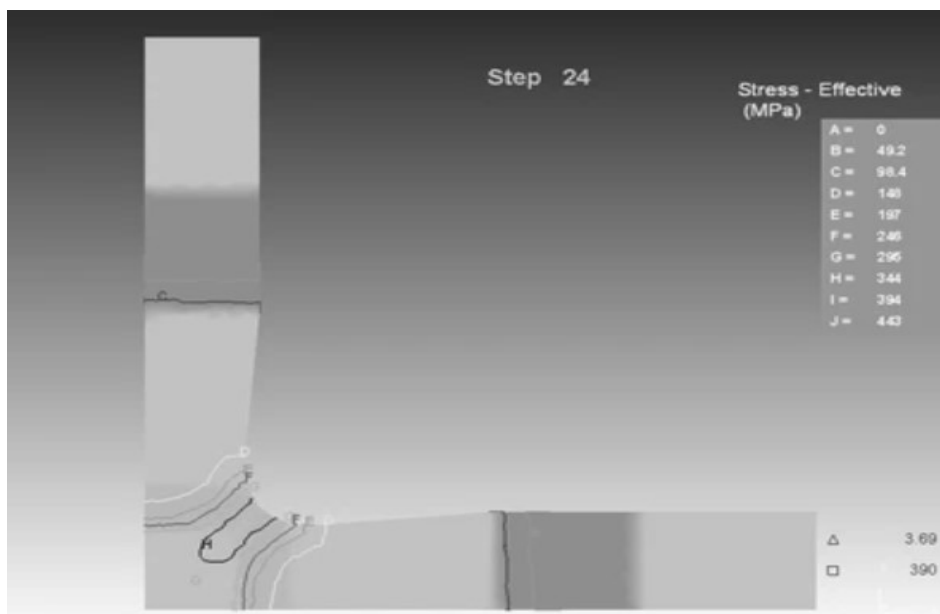


Figura 16. Secondo step di un generico processo di ottimizzazione della geometria del provino

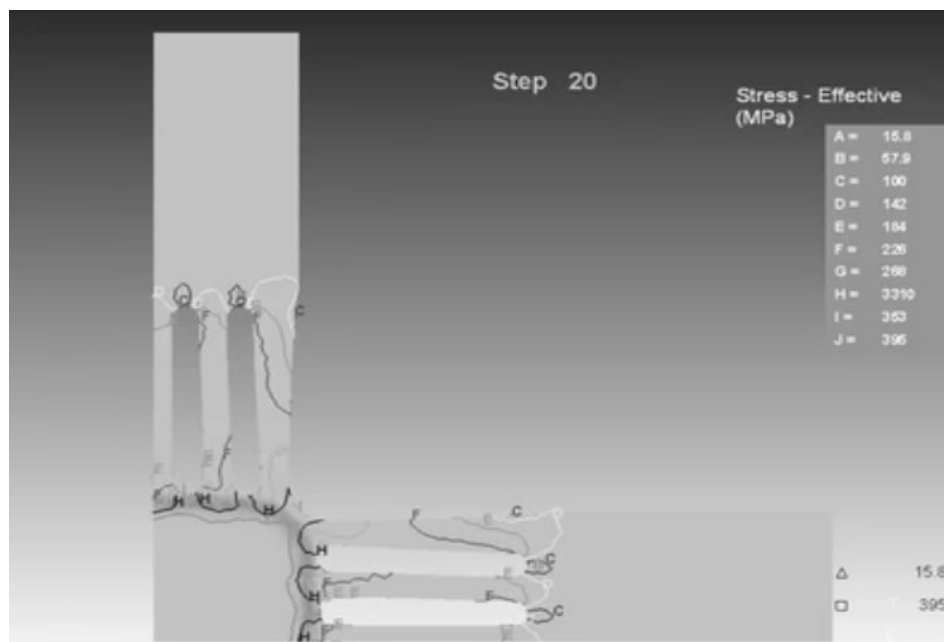


Figura 17. Ultimo step di un generico processo di ottimizzazione della geometria del provino

Com'è facile osservare dai risultati sperimentali riportati nel riquadro sulla destra presente in ognuna delle immagini si passa da un provino caratterizzato dall'assenza di raggi di raccordo tra un braccio e quelli adiacenti che invece presentano delle terminazioni spigolose ad uno (l'ultimo) che presenta dei raccordi tondeggianti che vanno a rendere la zona di attacco di questi meno critica e soprattutto i caratteristici intagli. I valori di tensione sono nel primo modello molto simili in ogni punto analizzato: per questo è possibile che in un provino di quelle fattezze sopraggiunga la rottura in una qualsiasi area piuttosto che quella sottoposta a sforzo biassiale. Nell'ultimo modello invece le migliorie apportate dopo varie iterazioni hanno fatto sì che nella zona centrale (riconosciuta dal simbolo H) si raggiungano valori di tensione molto più elevati di qualsiasi altro punto con picchi di 3350 Mpa contro i 15,5 che rappresentano invece il minimo riscontrato.

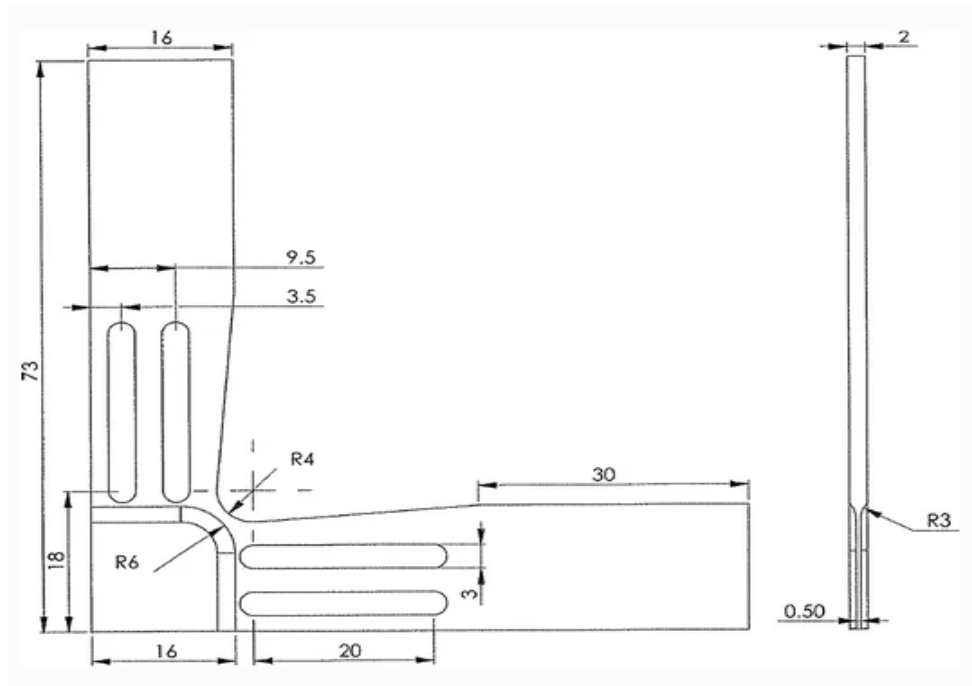


Figura 18. Dimensioni caratteristiche di un provino cruciforme per prove di trazione biassiali

Nella sua ottimizzazione finale un provino per test biassiali dovrebbe possedere, grossomodo, un ingombro molto simile a quello del precedente disegno quotato.

4. ASSIEME E COMPONENTI

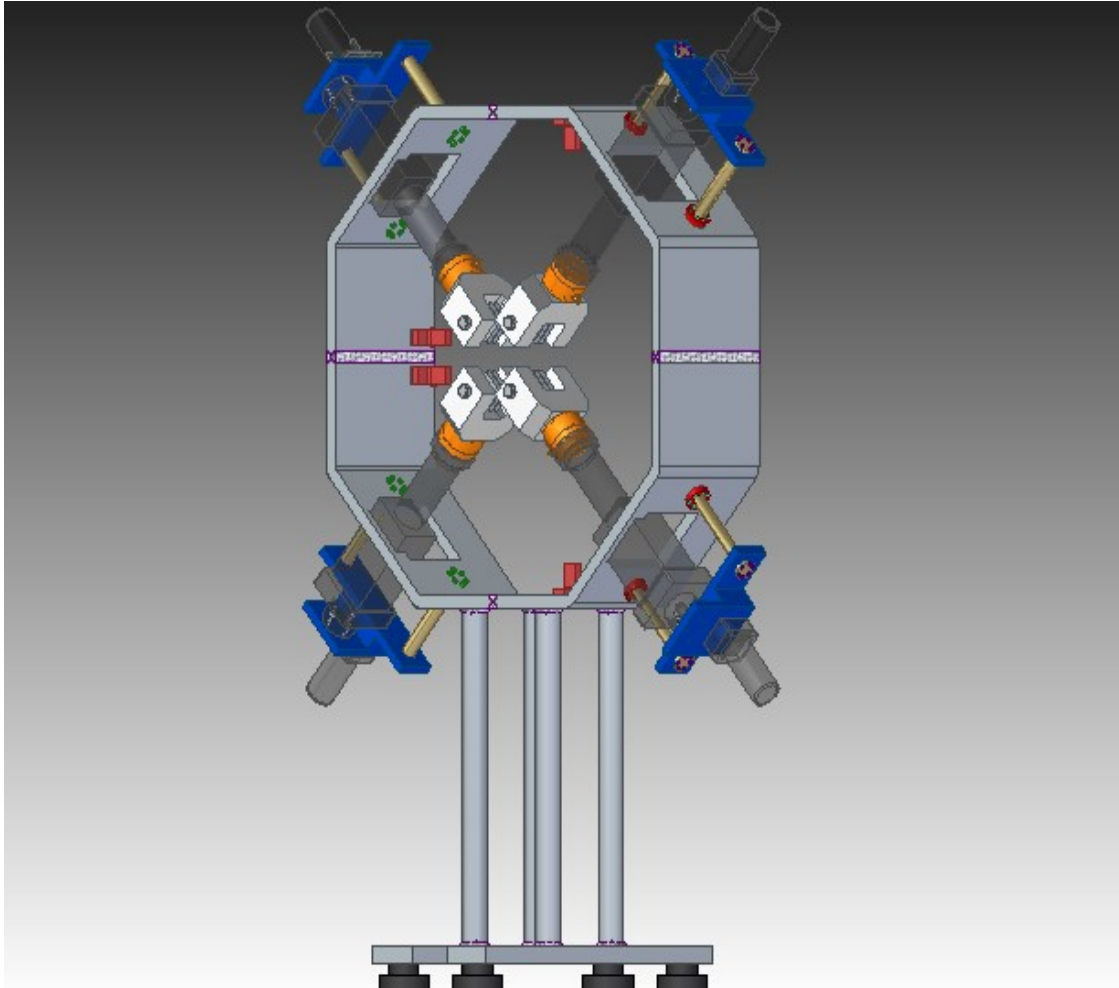


Figura 19. Vista dell'assieme nella sua interezza

4.1 COMPONENTI GENERALI (ASSIEME)

Nella figura 19, sopra riportata, è rappresentato l'assieme realizzato per intero, per ognuno dei componenti è disponibile la tavola tecnica che riporta dimensioni e tolleranze utili alla realizzazione di ognuno. Di seguito sono riportate una vista esplosa generica con la relativa distinta componenti e alcune viste esplose di aree specifiche (si sono distinti con “sottoassieme 1” e “sottoassieme 2” rispettivamente quello che compone il sistema di trazione e quello che costituisce l'appoggio)

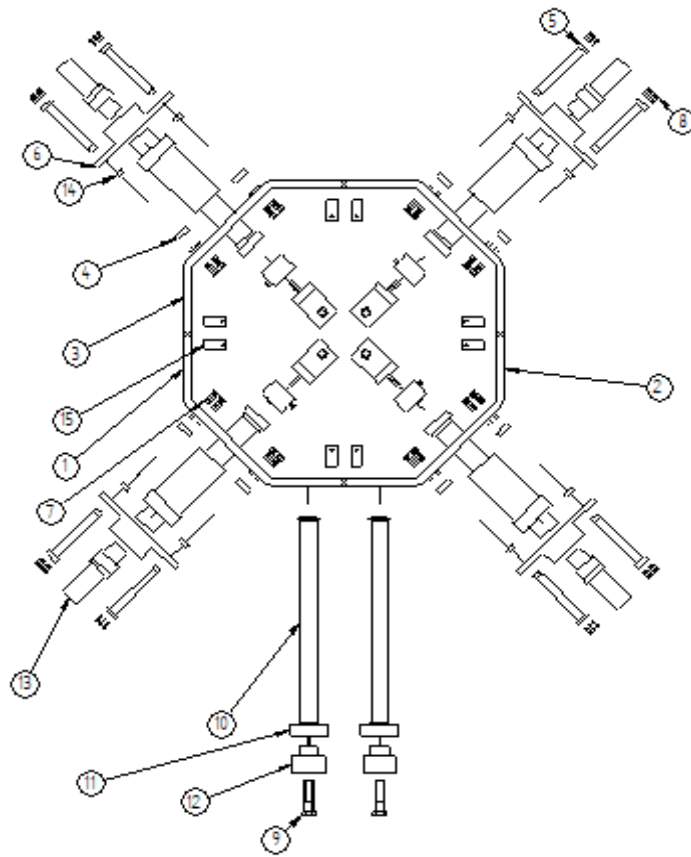


Figura 20. Rappresentazione dell'assieme in vista esplosa con pallinatura (riferimenti alla tabella 1)

DISTINTA COMPONENTI ASSIEME			
POSIZIONE	COMPONENTE	QUANTITA'	DESCRIZIONE
1	lamiera telaio base sx	1	comprende lavorazioni per fissaggio piedi
2	lamiera telaio base dx	1	comprende lavorazioni per fissaggio piedi
3	lamiera telaio parte superiore	2	
4	flangia	8	
5	stelo di supporto	8	
6	supporto attuatore	4	
7	vite M8	48	
8	vite M6	48	
9	vite M30	4	
10	piede di appoggio	4	
11	base struttura	2	
12	appoggio base	4	
13	motore attuatore (<i>concept</i>)	4	
14	bronzina	8	
15	fissaggi per coperchio	8	
16	coperchio lamierato	1	non visibile in vista esplosa

Tabella 1. Distinta componenti dell'assieme

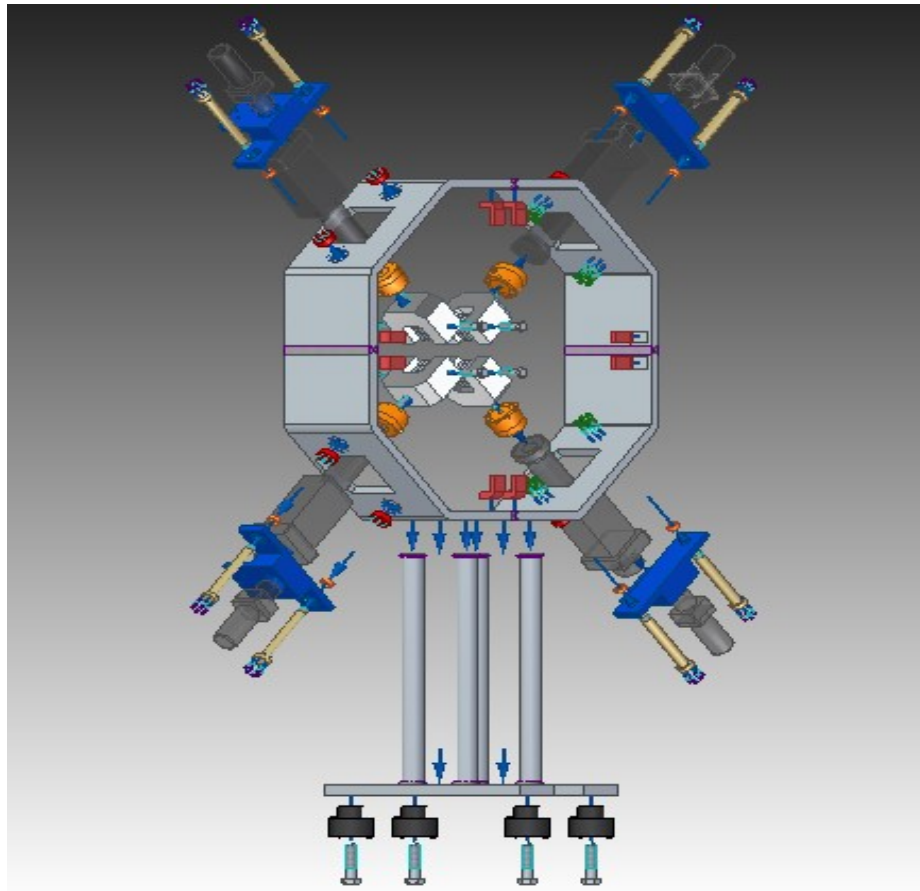


Figura 21. Vista esplosa dell'assieme senza pallinatura

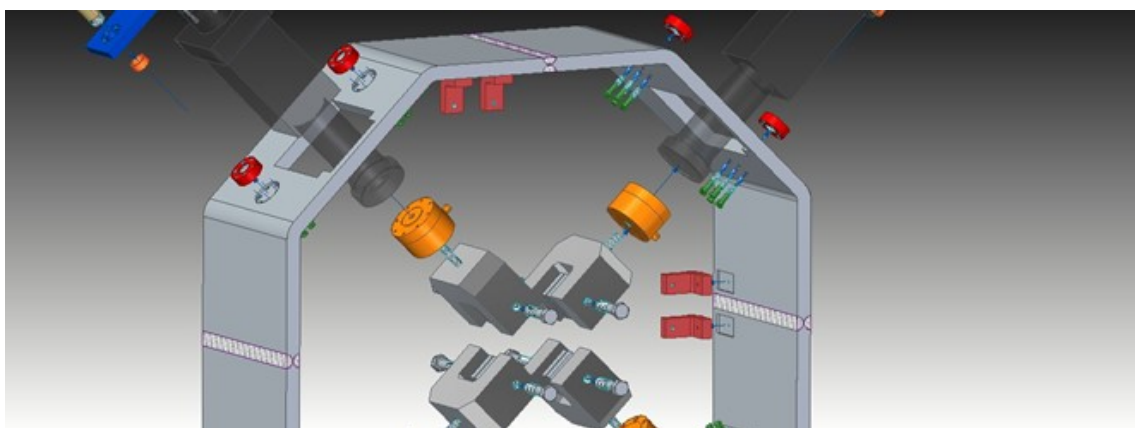


Figura 22. Vista rappresentativa per mostrare il sistema di ancoraggio dell'attuatore al telaio

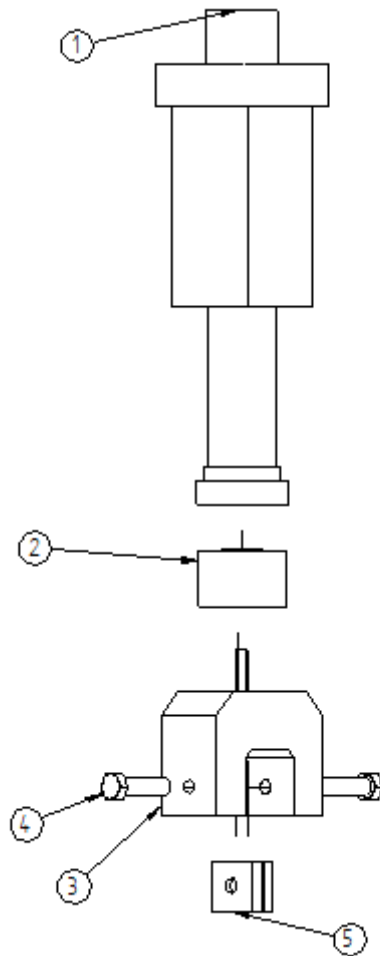


Figura 23. Esploso del sottoassieme di lavoro

DISTINTA COMPONENTI SOTTOASSIEME 1			
POSIZIONE ▾	COMPONENTE ▾	QUANTITA' ▾	DESCRIZIONE ▾
1	attuatore elettropneumatico	4	concept
2	cella di carico	4	
3	afferraggio	4	
4	vite M20	8	
5	piattello afferraggio	8	

Tabella 2. Distinta componenti del sottoassieme di lavoro

4.2 SEQUENZA MONTAGGIO DEI COMPONENTI

Una volta dopo essersi assicurati che le operazioni di saldatura siano state portate a termine in maniera corretta bisogna rendere solidale il telaio con i sostegni cilindrici anch'essi collegati tramite saldatura. Fatto questo si può procedere al sollevamento da terra della struttura.

Per prima cosa sulle quattro lamiera si vanno montare, negli appositi alloggiamenti, tutte le flange (due per lamiera); la connessione si realizza tramite collegamento filettato. Fatto questo possono essere installati tutti gli otto steli di supporto sulle rispettive flange: prima di posizionare gli steli è importante che si inseriscano i supporti insieme alle bronzine, altrimenti non sarà possibile farlo in seguito. Si procede poi a realizzare il collegamento filettato stelo-supporto per far sì che quest'ultimo diventi stabile.

Alla fine, dopo aver proceduto con il loro sollevamento, si procede con il montaggio degli attuatori e dei propri motori che verranno alloggiati nell'apposita cavità ricavata sul supporto. Completato il montaggio degli elementi più massivi si possono montare una cella di carico e un afferraggio per ogni attuatore.

L'ultima operazione consta nel realizzare tutti i cablaggi necessari all'interconnessione dei dispositivi elettrici.

4.3 CALIBRAZIONE MACCHINA

La calibrazione del macchinario è un'operazione molto delicata che influenza la bontà e soprattutto la precisione dei test eseguiti: essa stessa può essere fatta se e solo se la macchina è completamente assemblata e capace di eseguire le operazioni cui è dedicata.

È ovvio che il sistema ideato in questa tesi non è stato realizzato fisicamente per cui non vi è la possibilità materiale di presentare l'iter di calibrazione che ha subito ma comunque si possono fornire dei dati e delle informazioni derivanti da progetti simili che invece hanno preso luce in senso fisico, poiché le fasi della calibrazione sono sempre eseguite più o meno sulla stessa falsa riga.

Per capire se le curve tensione-deformazione ottenute (in configurazione biassiale) siano veritiere o meno bisogna confrontarne le caratteristiche con, ad esempio, quelle delle macchine universali per prove di trazione uniassiali già correttamente tarate ed

utilizzabili: più le curve ottenute con sistema biassiale tendono ad essere congruenti con quelle dell'uniassiale migliore è la qualità della taratura.

Per rigore, seppur ovvio, bisogna specificare che non è possibile fare una comparazione diretta tra le curve tensione-deformazione in piano con quelle in condizione uniassiale vista la completa differenza tra i due stati tensionali per cui bisogna eseguire più prove singolarmente sfruttando solamente un asse alla volta.

Nell'immagine sottostante (figura 24) si possono notare le curve tensione deformazione ottenute da 4 prove sulla macchina biassiale, due per ognuno degli assi, e si può constatare che esse non presentano spiccate differenze, il tutto a prova della precisione del sistema e della buona ripetibilità.

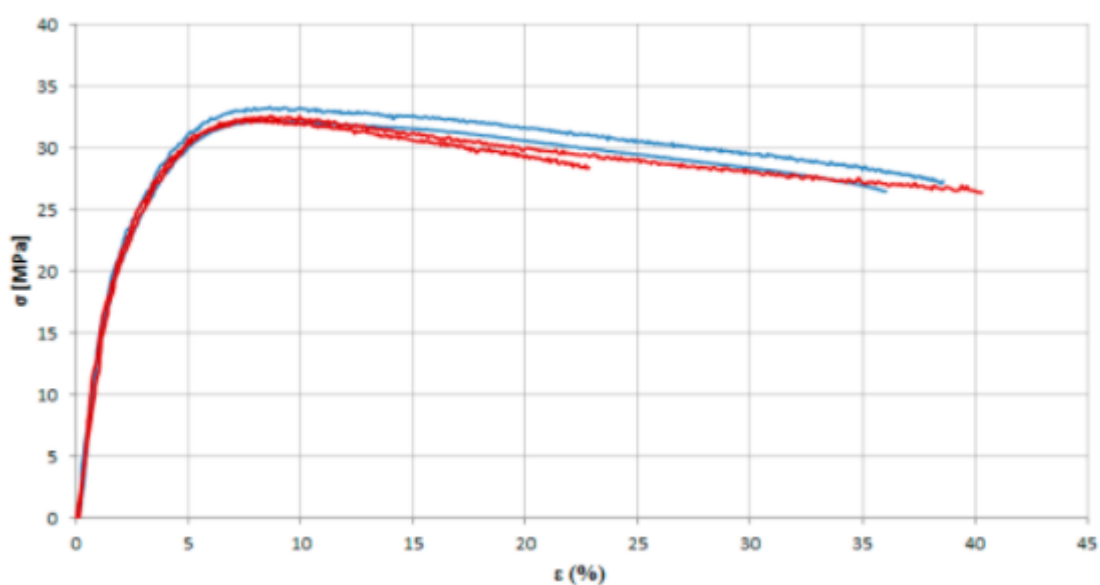


Figura 24 Confronto curve tensione deformazione ottenute dal sistema di sperimentazione biassiale con test distinti tra asse orizzontale e asse verticale.

Le curve blu rappresentano le due prove su asse orizzontale, le rosse sul verticale.

Nella figura 25, invece, c'è un confronto diretto tra i risultati precedenti e quelli ottenuti su una macchina universale per prove uniassiali sfruttando la stessa storia di carico. La curva nera è quella caratteristica generata dalla macchina universale. Più si riescono ad “unificare” e avvicinare i risultati con un minor discostamento possibile maggiore è l'affidabilità del test biassiale.

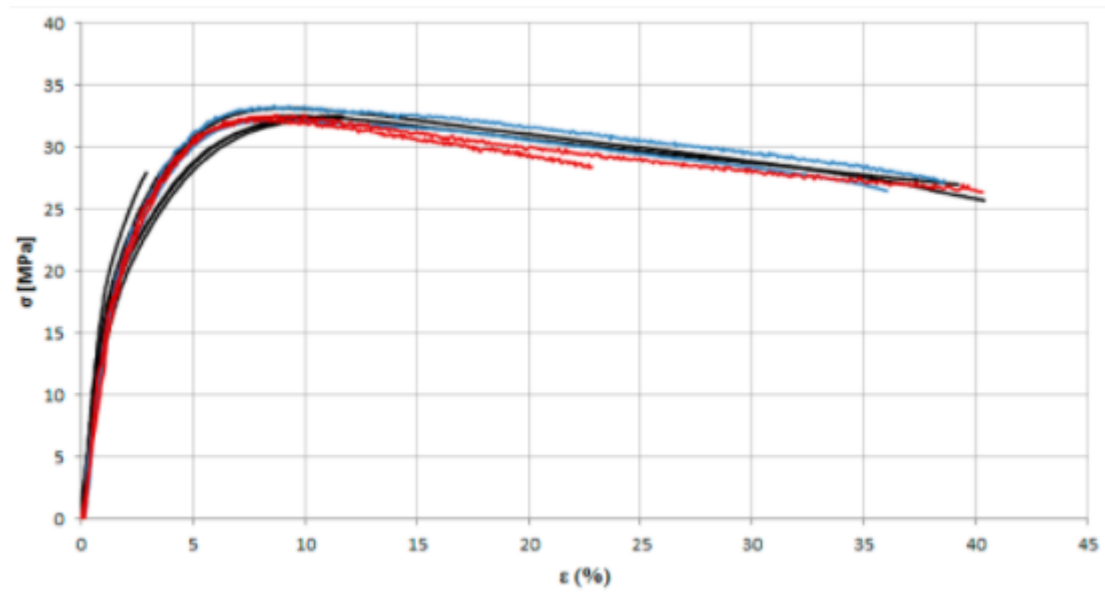


Figura 25. Confronto tra le curve di tensione-deformazione ottenute per prove di trazione monoassiali su macchina biassiale con quella ottenuta nelle stesse condizioni da una macchina per prove monoassiali.

5.TELAIO

5.1 FUNZIONALITA'

Il telaio, in un sistema per prove di trazione biassiali è parte fondamentale del progetto poiché deve garantire non solo un adeguato calettamento dei dispositivi annessi alla struttura ma più che altro l'integrità della stessa sotto le sollecitazioni di notevole entità cui è sottoposta: ovviamente, durante la sua progettazione, hanno giocato il proprio ruolo tutte le limitazioni dovute ai problemi di ingombro, materiale, peso e soprattutto di forma; quest'ultima è stata una variabile assolutamente non trascurabile dal momento che, essendo stata decisa sin dall'inizio quella che doveva essere la disposizione nello spazio degli attuatori, doveva dimostrarsi versatile ai fini dell'applicazione degli sforzi di trazione e compressione con orientazione ad "X", scelta come soluzione "salvaspazio".

Nel nostro caso la dimensione del telaio deve permettere, innanzitutto, di far compiere al pistone dell'attuatore la propria corsa utile che, visti i dispositivi in commercio, può essere stimata tra i 180-200mm; devono essere considerati inoltre gli ingombri di cella di carico, afferraggio e ovviamente del provino (di cui è stata già fornita una stima delle misure tipiche).

In previsione del posizionamento di un sistema di supporto, che assista l'attuatore durante la corsa garantendo una distribuzione ottimale delle forze che si scaricano sul telaio, devono essere previste, inoltre, delle lavorazioni di fresatura per generare alloggiamenti opportuni destinati al posizionamento di tali elementi: bisogna in primis creare delle tasche sulla superficie esterna del telaio al fine di posizionare gli attuatori, per cui la misura delle stesse può subire delle variazioni a seconda del dispositivo che si sceglie di montare, devono poi essere calettati degli steli che permettano di scaricare opportunamente la forza generata dall'attuatore che viene connesso a questi attraverso un supporto creato ad hoc, ragion per cui, bisogna in qualche modo rendere solidali gli steli al telaio tutto.

Per facilitarne la realizzazione, il montaggio e di conseguenza i costi derivanti, si è scelto, di connettere al terreno direttamente la parte inferiore del telaio creando degli appoggi di concezione molto semplice.

5.2 MATERIALE SCELTO

Per quanto riguarda la scelta del materiale impiegato si è optato ovviamente per un acciaio da costruzione vista la versatilità d'impiego e l'attitudine favorevole ad essere trattato per l'ottenimento di lamierati. Questo tipo di acciai risulta efficace (facendo riferimento all'impiego cui è destinato) a lavorare a temperatura ambiente, per tale ragione non subiscono dei trattamenti termici a meno, in casi sporadici, della normalizzazione. Le condizioni ambientali cui si prestano non minano la loro qualità quando sottoposti ad operazioni di saldatura, processo utilizzato proprio per l'ottenimento del telaio in questione; inoltre l'acciaio da costruzione (nel nostro caso quello classificato come "non legato") si dimostra come il più adatto per la costruzione di tutti quei particolari meccanici che durante la messa in opera devono subire, entro certi limiti, sollecitazioni e sforzi senza arrivare a rottura o più che altro senza generare delle deformazioni permanenti che possano minarne la funzionalità.

Il modulo di progettazione di Solid Edge e di Ansys permettono di scegliere il materiale da impiegare e riguardo l'acciaio da costruzione ne offrono uno, peraltro quello poi scelto, con le seguenti caratteristiche (figura 26):

Structural Steel	
Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
Density	7850,0 kg/m ³
Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+11 Pa
Poisson's Ratio	0,30000
Bulk Modulus	1,6667e+11 Pa
Shear Modulus	7,6923e+10 Pa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1,2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 Pa
Compressive Yield Strength	2,5e+08 Pa

Tensile Ultimate Strength	4,6e+08 Pa
Tensile Yield Strength	2,5e+08 Pa

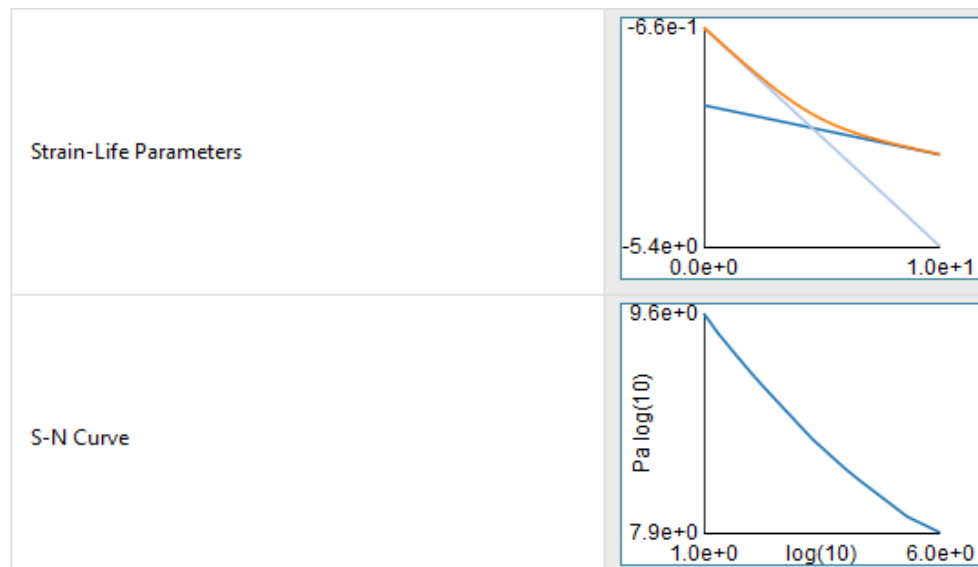


Figura 26. Caratteristiche del materiale utilizzato per il telaio. Materiale scelto su Ansys.

5.3 PROCESSO DI PROGETTAZIONE FORMA E DESIGN DEL TELAIIO

Inizialmente mediante l'utilizzo del modulo tradizionale di progettazione del software di Solid Edge 2020 e quello di analisi strutturale di Ansys sono stati provati diversi approcci che poi sono stati scartati sia per evidenti problemi strutturali che per la difficoltà realizzativa in prospettiva di una futura presa in considerazione del progetto.

La maggior parte dei software di progettazione e modellazione permette di creare oggetti sia in modalità sottrattiva che additiva. A questo punto abbozzato un profilo ideale da poter trasmettere al telaio è stato possibile fornirgli un certo spessore per poi iniziare ad effettuare operazioni di scavo e forature per riuscire a definire meglio le caratteristiche della struttura: da qui il primo ostacolo incontrato che è stato quello del peso del telaio.

Con la prospettiva di una realizzazione del progetto sarebbe stato un grande errore quello di trascurare una caratteristica come il peso.

Il telaio, già di per sé, consiste nel componente più massivo dell'insieme e dotarlo di un peso elevato avrebbe reso molto difficile qualunque operazione di spostamento e montaggio dello stesso, nonché, le lavorazioni necessarie alle sue modifiche in quanto le tecnologie che verrebbero coinvolte a tal proposito sarebbero fuori dalla portata della maggior parte delle aziende che vi si dedicano quindi i costi sarebbero stati per l'appunto esorbitanti.

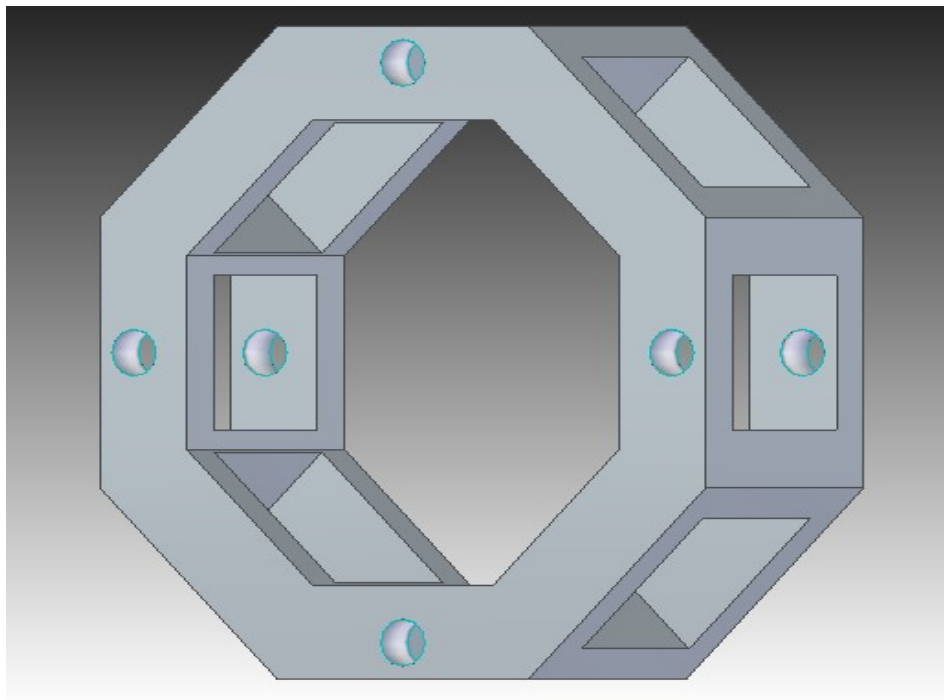


Figura 27. Telaio di primo tentativo

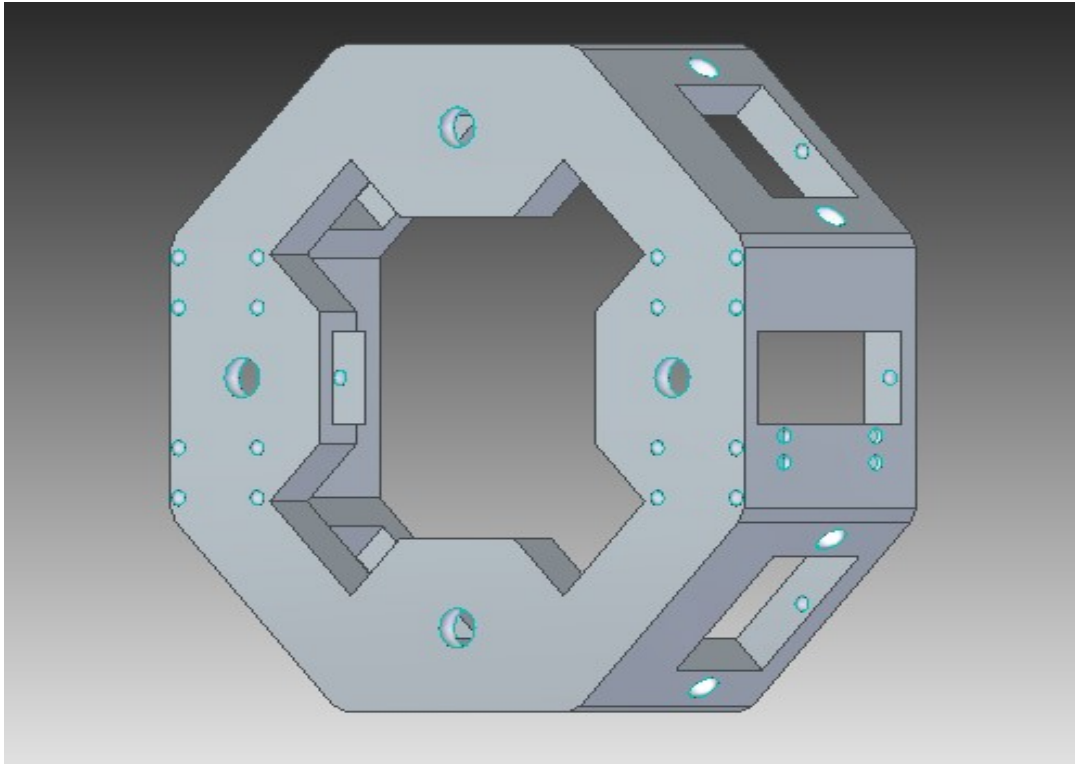


Figura 28. Telaio di secondo tentativo

Le immagini precedenti mostrano due dei primi risultati ottenuti durante la prototipazione del telaio; i primi ad essere scartati dopo che oltre alla progettazione del design ci si è anche posto il problema di pensare a dei metodi di realizzazione fisica: pur se non conformi agli obiettivi perseguiti sono stati sicuramente utili per capire quali fossero gli errori da correggere e soprattutto quali fossero i punti forti da implementare e ottimizzare.

Il modulo di Solid Edge non permette di fare degli scavi netti che ci permettano di ridurre al minimo la sezione trasversale di un corpo (in parole povere si è impossibilitati di “svuotare” un corpo solido), ragion per cui, l’utilizzo di un iter e strumenti sbagliati per le nostre necessità ha comportato la creazione di due elementi meccanici che com’è possibile osservare anche ad occhio risultano eccessivamente tozzi e massivi. Per ottenere quelle forme e soprattutto per asportare tali quantità di materiale sarebbe necessario l’utilizzo di fresatrici e sistemi di bloccaggio troppo costosi.

5.3.1 SCELTA DEL TELAIO SCATOLATO

Dopo aver sondato varie alternative al fine di evitare di involvere nel progetto dei processi produttivi dispendiosi si è optato nel creare una struttura scatolare composta da lamiera assemblate.

L'utilizzo delle lamiera ha permesso in primis di alleggerire in maniera netta il peso complessivo dell'assieme in quanto si riduce al minimo la quantità di materiale coinvolta senza dover effettuare delle lavorazioni di rimozione del materiale consistenti a meno di quelle necessarie per creare i vari

alloggiamenti; per secondo vi è stato un abbattimento dei costi non indifferente: seppur non si è giunti al punto di richiedere dei preventivi ufficiali è di facile intuizione capire quanto sia netta la differenza dei costi tra questa soluzione e l'altra (si fa riferimento al caso in cui si vada a lavorare da zero un blocco di materiale metallico pieno con operazioni di fresatura, foratura, sgrossatura ecc.) semplicemente confrontando le tecnologie coinvolte nei processi di produzione di entrambe.

Il telaio in sé è composto di 4 lamiera di stesso materiale e dimensioni (perché ottenere uno scatolato a partire da un unico foglio di lamiera risulta più laborioso e scomodo), collegate in maniera permanente attraverso saldatura "a doppio U": l'appellativo di questo tipo di saldatura, fornito dalla UNI EN 22553 si riferisce alla forma caratteristica dei solchi simmetrici ricavati sulle lamiera. Si è scelto di utilizzare una saldatura eterogena: cioè si è optato per non fondere direttamente il materiale della lamiera nella zona di contatto con quella adiacente ma di utilizzare del materiale di apporto adeguato, il quale, si frappone tra i lembi da unire per andare a creare una continuità strutturale senza fondere nemmeno parzialmente la lamiera. La dimensione dei solchi ed il materiale d'apporto utilizzati dovranno essere compatibili con le dimensioni della lamiera: nel nostro caso stiamo parlando non di un foglio metallico sottile come si potrebbe pensare quando si parla di lamiera ma di un elemento di dimensioni molto più elevate dettate dalle sollecitazioni in gioco.

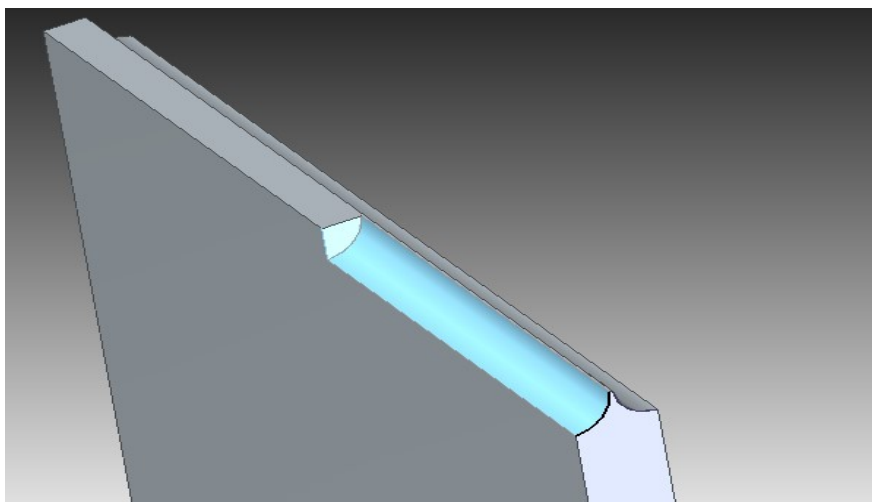


Figura 29. Fase di scavo della lamiera per ottenere i profili dalla geometria caratteristica relativa al tipo di saldatura.



Figura 30. Passaggio dall'accoppiamento di lamiera non saldato a quello in cui si realizza il fissaggio con saldatura "a doppio U"

5.3.2 DETTAGLI DEL TELAIO SCATOLATO

Le ultime versioni del software Solid Edge mettono a disposizione dell'utente non solo il classico modulo di progettazione di parti meccaniche ma anche uno interamente dedicato alla prototipazione e lavorazione di lamierati chiamato "Parte in lamiera": all'interno di questo vi sono tutti i comandi che replicano le operazioni di formatura che una lamiera possa subire in ambito industriale (laminazione, piegatura, estrusione, imbutitura, stampaggio ecc.).

Per ottenere un "piegato" è possibile seguire due differenti vie:

-generare una superficie piana (una lamiera piatta), fornirgli un certo spessore ed infine utilizzando gli appositi strumenti piegarla secondo le orientazioni ricercate; questo risulterebbe utile quando le operazioni di piegatura sulla lamiera richiedano delle geometrie particolari o anche nel caso in cui si avesse la necessità di creare un pezzo unico e non più parti da assemblare tra loro.

-disegnare direttamente il profilo della lamiera come la si vorrebbe dopo le operazioni di deformazione e fornire a partire dallo schizzo uno spessore, una larghezza del prodotto e modificare ad hoc gli angoli di piegatura (scelta adottata nel progetto)

Di seguito le fasi che hanno portato all'ottenimento della lamiera:

1)Disegno quotato del profilo

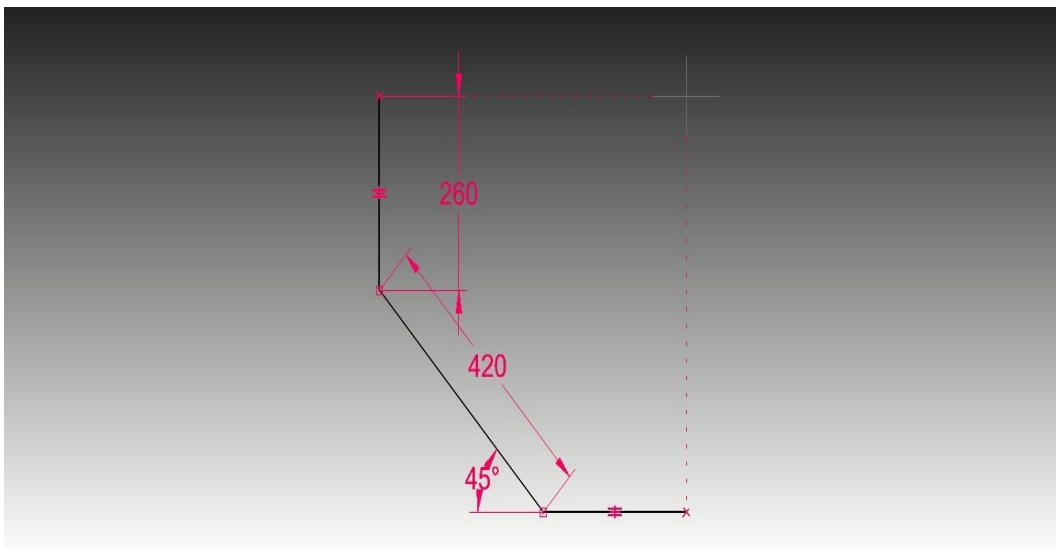


Figura 31. Profilo della lamiera pre-estrusione

2) Determinazione dello spessore

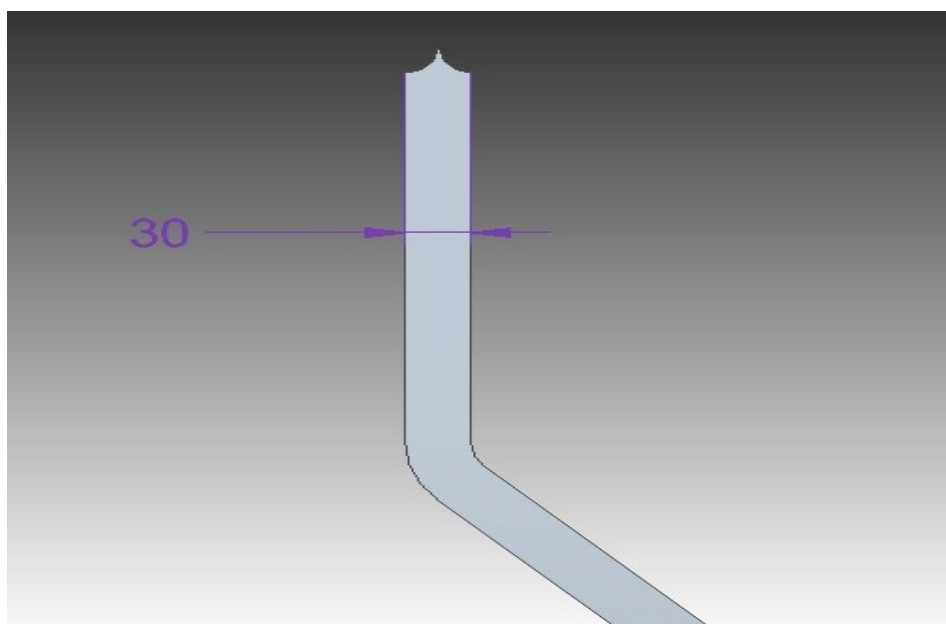


Figura 32. Determinazione dello spessore del lamierato impiegato

3) Protrusione in profondità del profilo “spessorato”

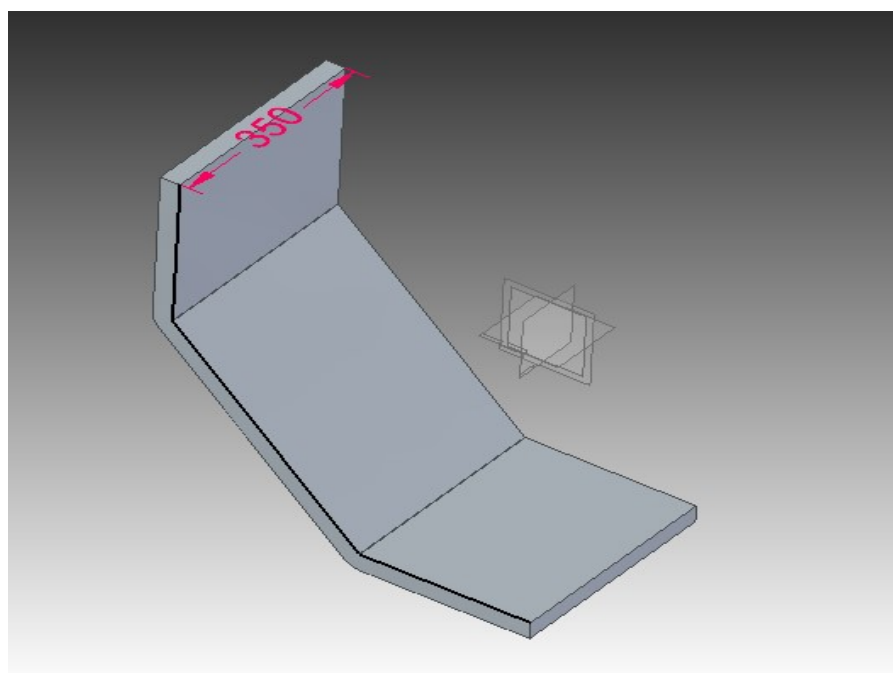


Figura 33. Definizione della larghezza del lamierato.

Considerando che la misura delle lamiere impiegate è di 940x30x350[mm] a cui vanno sottratti i volumi dello scavo di dimensione maggiore di 180x180x30[mm] un rapido calcolo del volume totale del telaio ci porta a stimarlo sui 0,0356m³. Data la densità del materiale utilizzato il peso approssimativo si aggira attorno ai 280 [kg]

5.4 FORMATURA E DEFORMAZIONE DI FOGLI IN LAMIERA

5.4.1 LA LAMINAZIONE

L'ottenimento di un foglio metallico di un certo spessore passa per la così detta lavorazione di laminazione: operazione eseguibile a caldo o a freddo (a seconda delle caratteristiche del metallo impiegato) che consiste nel far passare un massello metallico per più cicli tra due rulli cilindrici: quest'ultimi hanno assi paralleli, stesso raggio e sensi di rotazione discordi. I rulli riescono a modificare in maniera permanente la microstruttura del materiale determinata dall'allungamento dei grani.

La differenza tra una laminazione a caldo o a freddo sta nel fatto che nella prima, ovviamente, il massello opportunamente riscaldato (costo addizionale) o proveniente direttamente da una precedente operazione di fonderia, può subire delle deformazioni maggiori in termini di spessore grazie alla distensione della struttura atomica cristallina fornita per l'appunto dalle elevate temperature: il tutto a discapito di una buona finitura superficiale. Problemi di finitura e precisione solitamente non si riscontrano se la deformazione avviene a freddo: in questo tipo di laminazione è necessaria l'applicazione di forze di intensità maggiore al fine di vincere i fenomeni di attrito che si generano al contatto tra rulli e massello, le deformazioni ottenibili sono di entità minore; a freddo si nota che in conseguenza all'allungamento dei grani si ha la formazione di grani più piccoli e fini ed è ormai noto che la qualità di una struttura metallica è tanto maggiore quanto sia minore e tondeggiante la dimensione dei propri grani.

Solitamente per ottenere la massima efficacia si eseguono laminazioni preliminari a caldo e poi una fase finale a freddo così dalla prima si ha il passaggio dai grani nella loro

conformazione originaria ad una ricristallizzata, la quale, nella deformazione a freddo viene poi allungata.

Come si è già accennato precedentemente, le lamiere, sono tra i componenti meccanici che più risentono del fenomeno dell'anisotropia visto che il materiale metallico risulta essere particolarmente incrudito solo nella direzione di laminazione: per tale ragione sarebbe sempre necessario accostare a fasi di laminazione delle ricotture finali per appianarne l'entità.

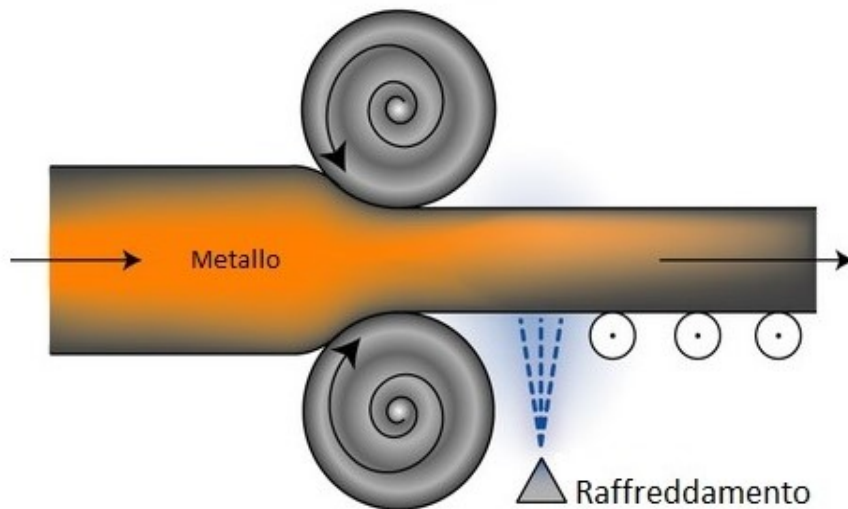


Figura 34. Rappresentazione schematica del processo di laminazione

5.4.2 LA PIEGATURA

Dopo la laminazione, se necessario come nel nostro caso, seguono operazioni di piegatura della lamiera: processo che può seguire iter differenti a seconda di quello che è lo spessore della lamiera e l'entità della piegatura.

Con le dimensioni della sezione trasversale della lamiera impiegata nel progetto (30x380 [mm]) le uniche tecniche di piegatura impiegabili sono quelle conosciute come “piegatura in aria” e “piegatura a fondo cava”:

-la prima prevede il posizionamento della lamiera al di sopra di una matrice con la quale possiede due punti di contatto. Dall'alto un punzone con la sua corsa discendente carica

la lamiera nel punto in cui si vuole effettuare la deformazione. L'angolo di piegatura che si vuole ottenere, così come anche la forza necessaria all'ottenimento della deformazione, dipendono dalla lunghezza della corsa eseguita dal punzone stesso: ciò permette di utilizzare sempre lo stesso utensile per ottenere delle piegature differenti ma con il contro che si rischi di non imprimere una deformazione tale da scongiurare il ritorno elastico del corpo.

-la seconda riesce ad evitare la problematica del ritorno elastico poiché il punzone in questo caso va a “coniare” la lamiera fino al fondo della matrice. In questa tecnica le forze in gioco sono sempre più elevate rispetto alla precedente e vi è la condizione restrittiva per cui matrice e punzone devono possedere lo stesso angolo.

Stando alla pratica la piegatura in aria (figura 35) dovrebbe essere l'operazione ideale, tra le due, per deformare la lamiera progettata.

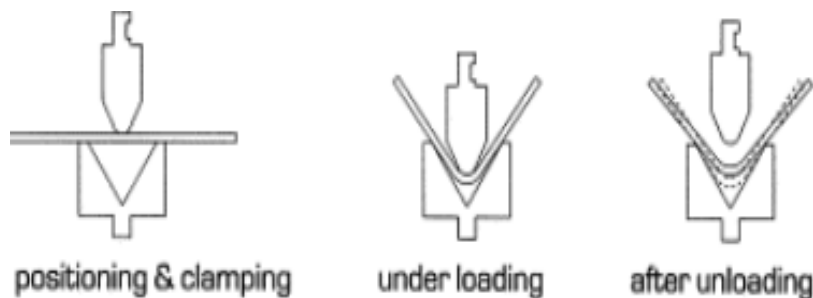


Figura 35. Rappresentazione schematica del processo di piegatura in aria delle lamiere

5.4.3 GRANDEZZE IN GIOCO

Con i dati in nostro possesso è possibile stimare due grandezze fondamentali nei processi di piegatura: la forza necessaria a completare l'operazione e il raggio minimo di piegatura.

Per la prima si può utilizzare l'equazione empirica:

$$F = \frac{K \times \delta R \times b \times t^2}{W}$$

Considerando:

$K=0,3$ (il valore di questo coefficiente dipende dal tipo di piegatura che stiamo facendo, che sia a “V” ad “L” o ad “U”, nel nostro caso è approssimabile alla seconda categoria);

$\sigma_R=350$ [N/mm²] (valore approssimativo vista la classe del materiale impiegato)

$b=350$ [mm] (indica la profondità della lamiera)

$t=30$ [mm] (indica lo spessore della lamiera)

$w=940$ [mm] (distanza tra gli appoggi circa uguale alla lunghezza della lamiera)

$F=\pm 35$ [kN]

Oltre alla forza di piegatura è importante anche riportare un metodo per stimare il valore del raggio massimo di piegatura.

Il motivo da cui scaturisce questa necessità si nasconde dietro un fenomeno caratteristico dei materiali sottoposti a deformazione: il così detto “spring-back” o anche “ritorno elastico”; nel caso di lamiere sottoposte a piegatura vi è un valore del raggio di piega sopra il quale il materiale pur subendo la deformazione tende a riassumere la sua forma iniziale (non si hanno variazioni permanenti), da qui il nome “ritorno”: corrisponde, in poche parole, alla fase di deformazione elastica caratteristica della prova di trazione. L’entità del ritorno elastico dipende ovviamente in maniera molto stretta dal tipo di materiale in questione, solitamente cresce all’aumentare del raggio di piegatura e del coefficiente di incrudimento ed al diminuire dello spessore e del modulo di Young.

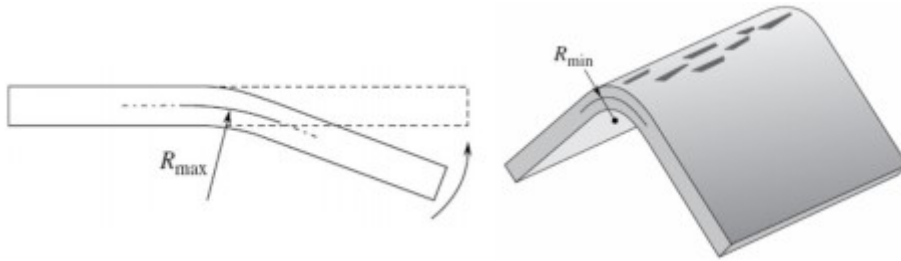


Figura 36. Distinzione tra raggio minimo e massimo di piegatura

Altro aspetto di non poca rilevanza è il raggio minimo di piegatura: corrisponde al quel valore del raggio tale per cui se si piegasse la lamiera ad un raggio inferiore di questo si avrebbe frattura della stessa a ridosso della zona superficiale esterna alla piega. Il raggio minimo può essere visto come il limite di formabilità della lamiera stessa.

$$R_{min} = \frac{50 \times t}{A\%}$$

$$R_{max} = (t \times E) / (2 \times s_0)$$

Il raggio minimo a volte viene stimato come:

$R_{min} = s \times c$ con “s” che indica lo spessore e “c” un coefficiente tipico del materiale. Per gli acciai da costruzione il valore minimo che assume “c” è circa 0,1: quindi considerando che lo spessore della lamiera è di 30mm il raggio minimo è di circa 3mm.

La lamiera del progetto presenta un raggio di piegatura di 15mm.

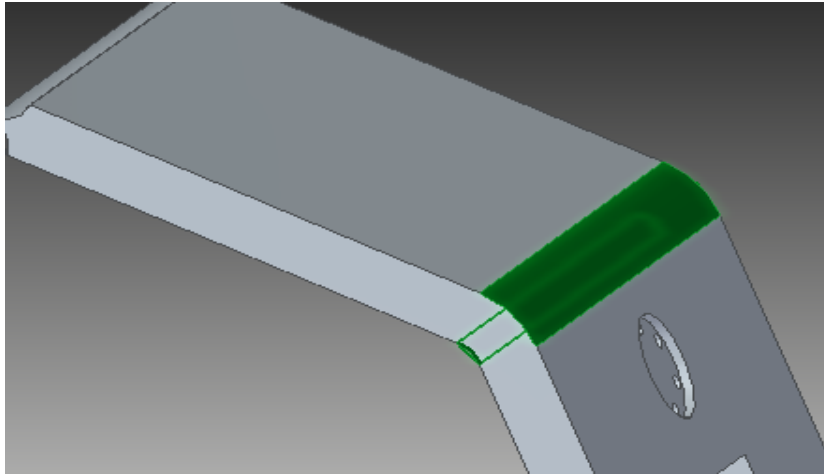


Figura 37. Fase di piegatura della lamiera durante la modellazione del telaio

5.4 ANALISI TENSIONE/DEFORMAZIONE EQUIVALENTE SU ANSYS

Per sapere se il telaio fosse stato capace o meno di resistere alla forza esercitata dagli attuatori vi è stata la necessità di utilizzare il software Ansys che ha reso possibile simulare le condizioni di lavoro e di calcolare quella che sarebbe stata la deformazione della struttura sottoposta a queste nelle condizioni di massima criticità: cioè nell'ipotesi che tutti e quattro gli attuatori lavorassero al massimo della loro potenzialità contemporaneamente.

5.4.1 LA MESH

Una volta trasferito il modello del telaio da Solid Edge ad Ansys è stato necessario, prima di simulare lo stato di sollecitazione, creare una “mesh” poligonale. La mesh poligonale è una struttura che ci permette di discretizzare (o fare una partizione) un solido o una superficie utilizzando delle celle poligonali. Nella maggior parte dei programmi di simulazione statica, di modellazione 3D o in computer grafica, le celle poligonali assumono forma triangolare o di quadrilatero. Le prime, le triangolari, sono più impiegate rispetto alle altre tipologie perché permettono di elaborare algoritmi di programmazione più semplici ed intuitivi.

Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diag...	1,3413 m
Average Surface Area	1,7963e-002 m ²
Minimum Edge Len...	7,854e-004 m

Figura 38. Caratteristiche geometriche della mesh impiegata su Ansys

Il programma permette di scegliere sia la densità della mesh, sia l'area dei triangoli che la compongono; all'aumentare della densità e quindi del numero di triangoli cresce la difficoltà per il programma di processare un eventuale simulazione vista la complessità della struttura.

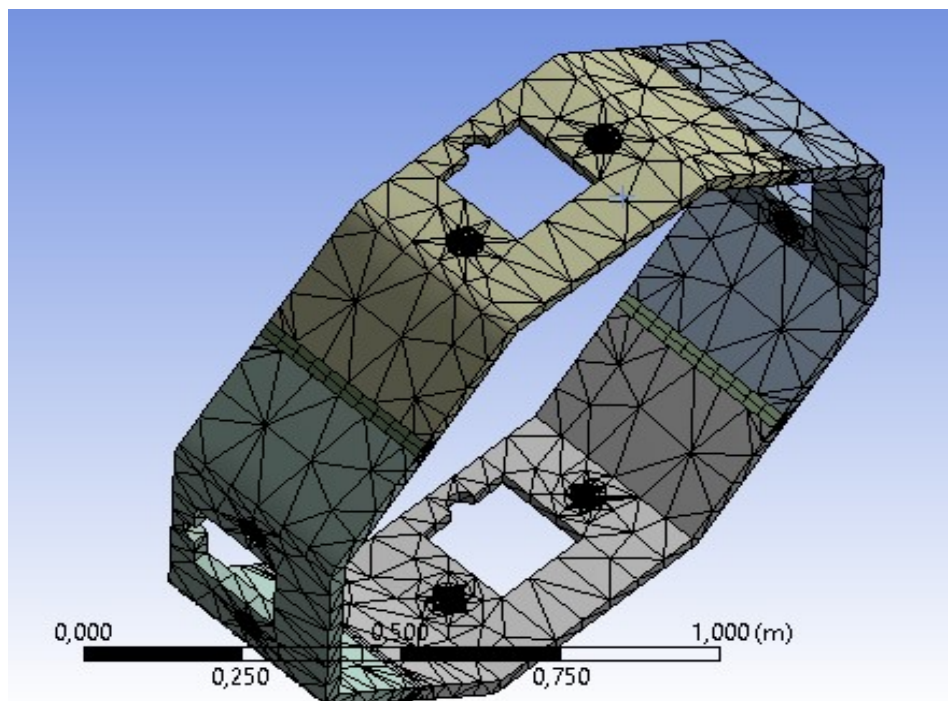


Figura 39. Immagine del telaio completamente discretizzato con geometria triangolare in seguito all'applicazione della mesh

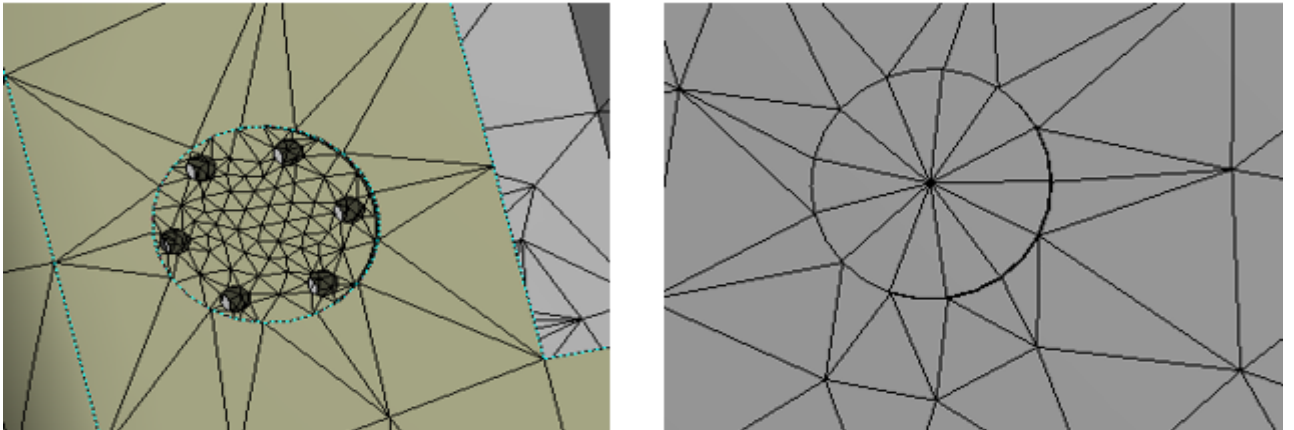


Figura 40. Variazione, in base alla zona, della densità della mesh.

5.4.2 APPLICAZIONE VINCOLI E FORZE

Nel caso del presente progetto, gli attuatori, non vanno a scaricare la loro forza (50000 [N] in condizione di massimo sforzo e rendimento ottimale) direttamente sulla lamiera ma, come si è reso noto precedentemente, lo fanno sugli steli ai quali vengono vincolati tramite il supporto costruito appositamente: saranno poi gli steli stessi che, calettati al telaio tramite le flange bullonate, scaricheranno lo sforzo sul rispettivo lamierato.

Per questa ragione, con buona approssimazione, si può dire che essendovi a disposizione due steli per ogni attuttore questi “risentiranno” una sollecitazione di 25 [kN] ciascuno e quindi nella simulazione si è andati ad applicare una forza di 4200 [N] (figura 41) su ogni singolo foro di fissaggio della flangia sul telaio (la flangia presenta 6 fori, da qui $25000/6=\pm 4200$ [N]).

Per effettuare la simulazione, per prima cosa, è importante vincolare “a terra” una parte del telaio; pena un’errata elaborazione dei risultati da parte di Ansys.

Non è possibile applicare a tutte e 4 le lamiere i vettori forza: si è scelto così di vincolare una lamiera e di applicare le forze alle restanti 3: con la stessa ottica utilizzata per le forze, anche per i vincoli, sono stati applicati direttamente sui fori presenti negli alloggiamenti per le flange (due flange per lamiera; da qui 12 fori per cui altrettanti vincoli).

Force: 4200, N
 Components: -2969,8;0,;2969,8 N

Figura 41. Intensità e componenti della forza applicata su ciascun foro del telaio

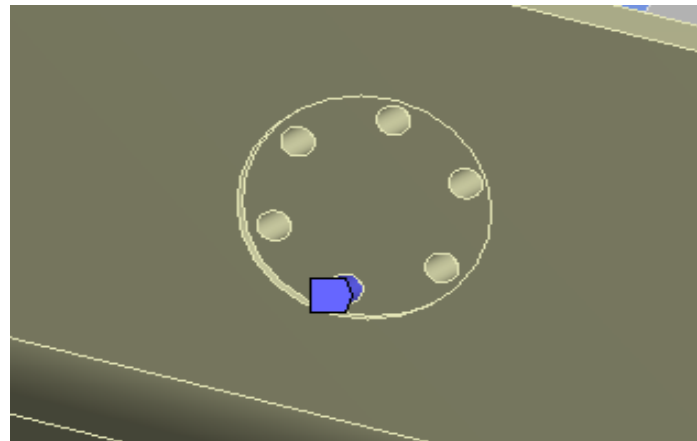


Figura 42. Fase di applicazione del vincolo su di ¼ di telaio

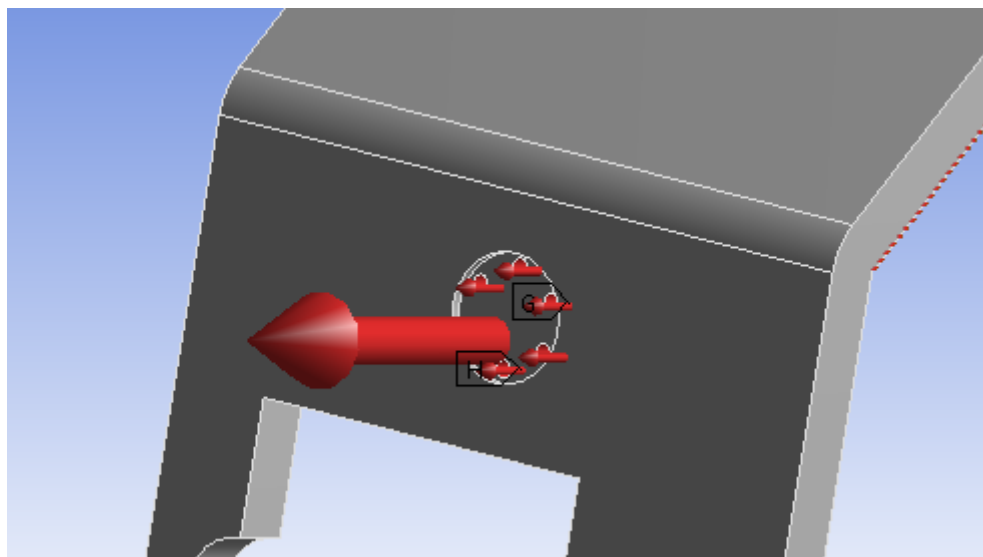


Figura 43. Immagine che mostra come Ansys rappresenti l'applicazione dei vettori forza

Nell'immagine precedente è possibile visualizzare tutti i vettori forza presenti su un singolo alloggiamento. La freccia di dimensione maggiore non sta a simboleggiare il fatto

che la forza applicata su quel foro avesse intensità maggiore delle altre ma è semplicemente perché in quel momento si stava applicando la forza su quel foro, per cui il programma evidenziava quello specifico passaggio.

Durante il posizionamento delle forze (in totale 36) è importante assicurarsi che la direzione e il verso dei vettori sia uguale per tutti e soprattutto che rispecchi l'analisi in questione: i vettori hanno verso direzionato all'esterno e non sul centro del telaio, questo perché la simulazione prevedeva di applicare una sollecitazione di trazione anziché di compressione. Questa considerazione risiede nel fatto che gli attuatori possono sì generare storie di carico differenti ma la corsa più lunga è disponibile solo in trazione per cui sarà in quella circostanza che verranno applicati gli sforzi di maggiore entità: testare la resistenza a trazione e avere riscontro positivo dovrebbe quindi garantirne l'integrità anche in compressione.

5.4.3: RISULTATI

Nel momento in cui Ansys processa il "problema" creato si ha la possibilità di scegliere di visualizzare più tipologie di risultati:



Figura 44. In modalità di analisi statica, le presenti, sono le differenti configurazioni di risultati che Ansys ci permette di visualizzare

Quelli che interessano maggiormente per l'analisi di cui il telaio necessita sono la deformazione totale e lo stressi equivalente (per cui si è scelta la variante secondo il criterio di Von Mises)

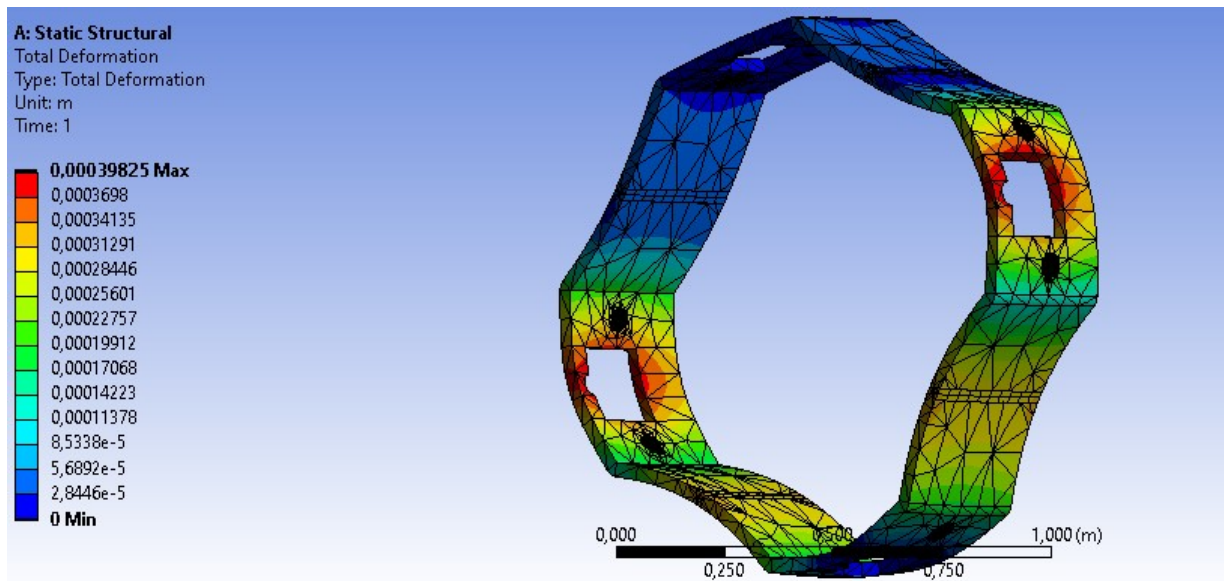


Figura 45. Deformazione subita dal telaio in seguito all'applicazione dei carichi totali. Sulla sinistra una scala graduata in colori per verificare quali siano le zone soggette a massima deformazione

I risultati sulle deformazioni (figura 45) ci portano dei buoni risultati: considerando che l'unità di misura che è stata settata è il metro, si nota, che il valore massimo della deformazione si raggiunge nell'area rossa (zona in cui era presente un intaglio per favorire lo scorrere del pistone dell'attuatore, ad oggi rimosso e sostituito con una tasca di dimensione maggiore in larghezza che dovrebbe generare un'ulteriore diminuzione della deformazione grazie ad una minore concentrazione degli sforzi) con un picco di $0,3982[\text{mm}]$ il che è molto confortante: in primis perché la deformazione ha raggiunto un'entità di non molta rilevanza vista l'applicazione cui è destinato il telaio, per secondo perché la massima deformazione l'abbiamo nel momento ipotetico in cui tutti gli attuatori stiano lavorando a trazione con la massima efficacia possibile. Tutto questo per dire che quindi i valori reali di deformazione che si raggiungeranno in realtà saranno anche più piccoli di questi ottenuti

Quelli sull'entità dello stress (figura 46) sono altrettanto positivi (da notare sia che l'unità di misura sia il Pa e non MPa sia che l'entità massima viene raggiunta in aree di dimensione talmente ridotta che ne risulta difficile anche la localizzazione).

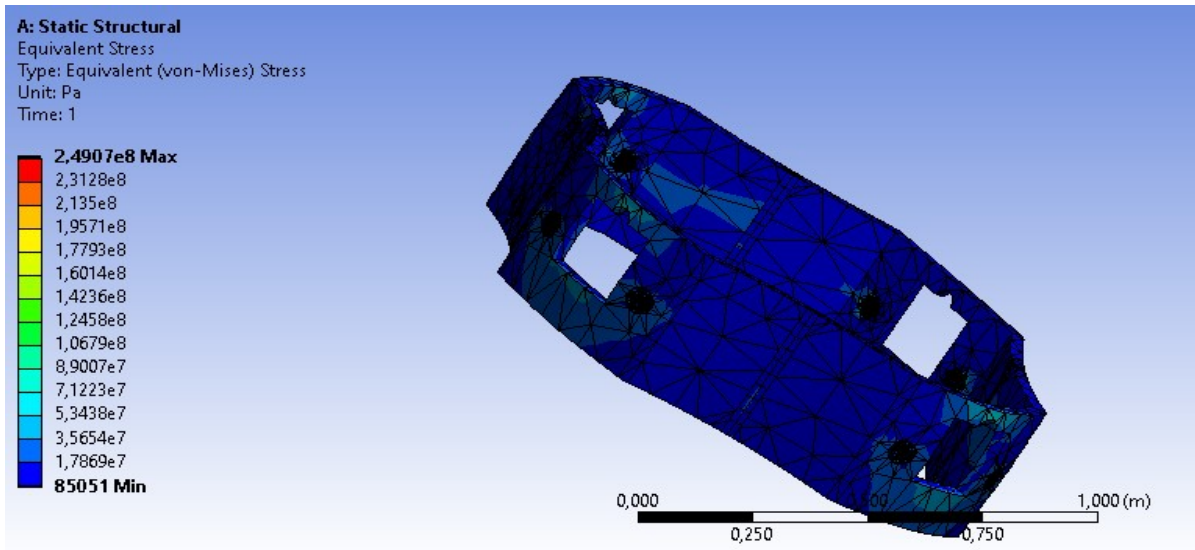


Figura 46. Studio dello stress equivalente di Von Mises sulle diverse parti del telaio

5.4.4 SAPER INTERPRETARE ANSYS

Durante l'analisi delle prime geometrie di telaio impiegate, di cui si sono già spiegate le motivazioni che hanno portato al loro fallimento, è stato Ansys stesso a suonare i primi campanelli d'allarme riguardo la presenza di alcune anomalie come ad esempio l'eccessiva massa.

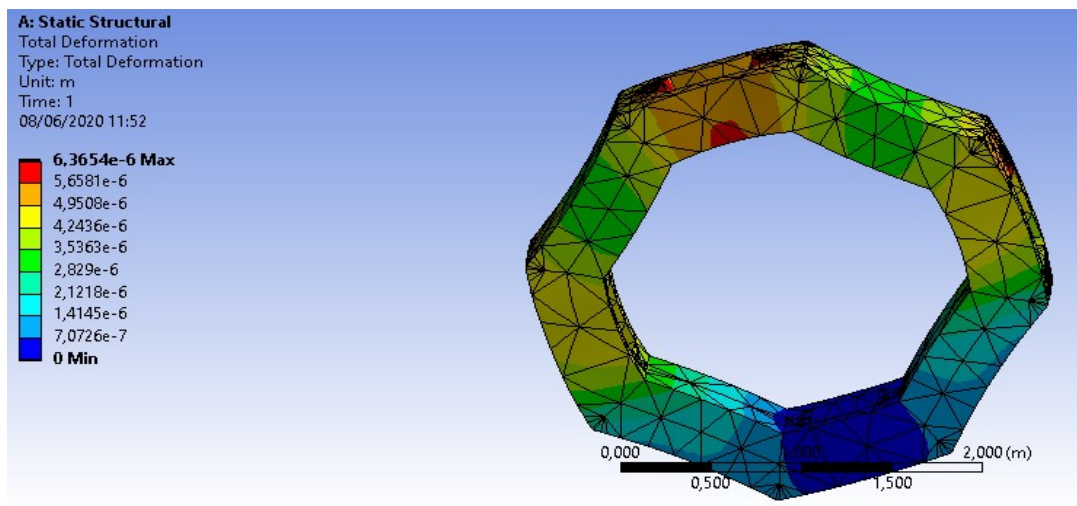


Figura 47. Analisi delle deformazioni di un telaio di prima concezione

Nell'immagine seguente si era notato come nonostante l'iter di applicazione dei carichi fosse stato lo stesso che nel caso dello scatolato e nonostante questi possedessero la stessa intensità, la deformazione, raggiungeva un valore massimo di $1,58 \times 10^{-5}$ [m], il che ha fatto capire che la struttura pesasse talmente tanto da non risentire praticamente per niente della sollecitazione (il telaio pesava circa 10 volte quello scelto).

Un altro aspetto importante è quello di scegliere dove posizionare i carichi. Se ad esempio nel nostro caso non avessimo posizionato i vettori forza all'interno dei fori ma sulla superficie esterna la lamiera, quindi in soldoni sulla circonferenza che delimita il bordo dei fori avremmo ottenuto dei risultati sull'andamento della deformazione assolutamente anomali:

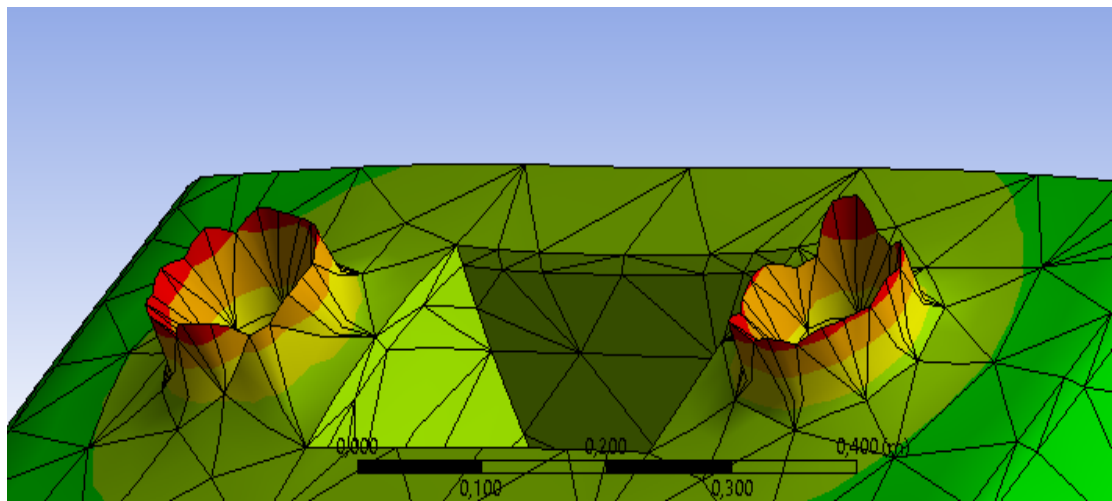


Figura 48. Deformazione anomala del telaio in seguito ad un'applicazione errata delle forze

6. ATTUATORE

6.1 RICERCA DELL'ATTUATORE

Insieme al telaio, gli attuatori, rivestono un ruolo di primaria importanza all'interno di questo progetto. Si può affermare che la progettazione del sistema intero doveva ruotare attorno alla forma e costruzione di questi dispositivi che però hanno creato non pochi problemi allo sviluppo dell'assieme.

Come è accaduto per altri elementi (come ad esempio la cella di carico, di cui si parla più avanti) vi è stata la possibilità di consultare dei cataloghi commerciali, sul web, di aziende che si occupano della produzione di questi e che allo stesso tempo offrono oltre che tutta la documentazione e le tavole tecniche in 2D (quindi tutte le specifiche e le info necessarie per avere una visione a 360° del dispositivo) anche dei modelli 3D scaricabili ed utilizzabili direttamente su Solid Edge (o altri programmi). Ovviamente nel momento in cui tali documenti vengono importati su un software di progettazione risultano essere "protetti", ovvero, nessuna delle loro caratteristiche può in qualche modo venire alterata ma nel modulo di assieme risultano comunque essere compatibili con le operazioni di calettamento.

Per gli attuatori la situazione non è stata la medesima in quanto su tutti i cataloghi di componenti meccaniche è stato impossibile trovare un modello compatibile con le specifiche richieste dal progetto, il problema non è imputabile tanto alle dimensioni degli stessi ma alle performance: la richiesta specifica era di 4 attuatori elettromeccanici (assolutamente non pneumatici o motorizzati in maniera indipendente che fossero capaci di generare delle sollecitazioni (in trazione particolarmente) di intensità nell'intorno dei 50000[N] da sviluppare lungo un certo range di corsa del pistone che è stata valutata tra i 150- 200[mm].

All'interno dei cataloghi tra i pochi modelli reperibili vi erano o attuatori si elettromeccanici ma con range di forza che sfioravano i 15000[N], altri esclusivamente pneumatici con capacità ancor minori e adatti esclusivamente a test PLC ed altri ancora (per scopi industriali) capaci di generare carichi dell'ordine dei 100 [kN] inaccessibili sia per dimensione che per prezzo.

Per avere gli attuatori ricercati si è provato anche a contattare aziende che si occupano di produzioni di questo tipo o di sistemi per prove sui materiali che però richiedevano, per avere accesso ai modelli 3D e alle varie specifiche, dei preventivi ufficiali e non avendo ipotizzato né un budget né sapendo se effettivamente il progetto fosse poi preso in carico da qualcuno per la sua realizzazione non è sembrato che questa potesse essere una strada percorribile.

Per le ragioni appena elencate è stato necessario allora consultare tutta la documentazione reperibile (soprattutto quella inerente dispositivi di prova per test biassiali già in commercio) per tentare di realizzare un concept degli attuatori cercando di emulare forme e soprattutto ingombri per poter in qualche modo avere una visione d'insieme finale e per permettere il montaggio di quelle parti connesse con essi poi, com'è stato già ripetuto più volte, le dimensioni dei vari componenti del sistema saranno variabili a seconda del tipo di attuatore scelto, di seguito il concept (figura 49):

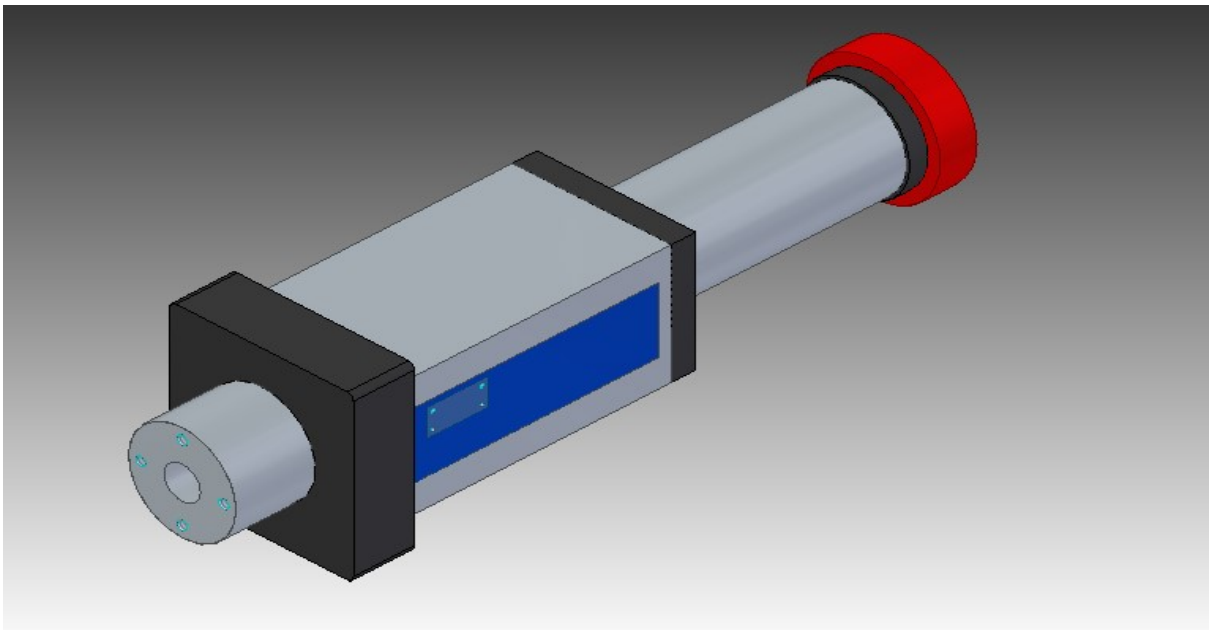


Figura 49. Vista di scorcio del telaio ideato e montato nell'assieme

6.2 SPECIFICHE PRINCIPALI

Nella figura precedente si riporta l'immagine del concept di attuatore utilizzato nell'assieme nei suoi elementi fondamentali.

Innanzitutto, come si nota, l'attuatore si presenta nella sua configurazione "aperta" vale a dire nella condizione di fine corsa massima raggiunta dal cilindro; il valore della corsa è di circa 195 mm.

Sulla testa del cilindro è presente un elemento che a seconda dell'utilizzo che si fa del dispositivo (che siano prove sui materiali o che sia indirizzato ad un ambiente industriale per operazioni di assemblaggio o spostamenti) permette la sua interconnessione con componenti secondari: nel nostro caso ha determinato l'interfaccia di connessione tra attuatore e cella di carico per la misurazione dell'intensità delle sollecitazioni.

Il corpo centrale dell'attuatore, riportato solo nella sua parte esterna, accoglie tutta la corsa del cilindro e, verosimilmente, tutti i cablaggi necessari alla comunicazione motore-attuatore, il primo, è collegato separatamente sull'apposito supporto.

Il cilindro terminale del corpo determina l'area in cui si presentano tutti i collegamenti necessari a rendere solidale il dispositivo con il supporto e, quindi, con il telaio tutto.

Gli attuatori che operano in questo campo e che assicurano il raggiungimento di una F_{max} di 50000[N] presentano più o meno tutte le specifiche tra loro congruenti: si parla di una velocità di lavoro intorno i 50 [mm/s], una ripetibilità delle posizioni di $\pm 8[\mu m]$. Sono solitamente costruiti in alluminio per l'ottimizzazione del peso visto che determinati esemplari raggiungono lunghezze (al massimo della corsa) anche 1400[mm]: da qui la necessità di specificare che le quote degli altri componenti dell'assieme possono subire variazioni).

Solitamente i cilindri presentano un diametro di 85-100[mm] con valori di corsa massima fino a 220[mm].

Il peso complessivo del dispositivo (compreso di parte elettrica e motore) varia tra i 180/200 [kg] circa

Per massimizzare il rendimento bisognerebbe assicurarsi che l'ambiente di lavoro posseda un'umidità tra i 20-80% e una temperatura tra i 10/35°C (quindi condizioni assolutamente non restrittive).

L'installazione e la manutenzione non risultano essere operazioni difficoltose.

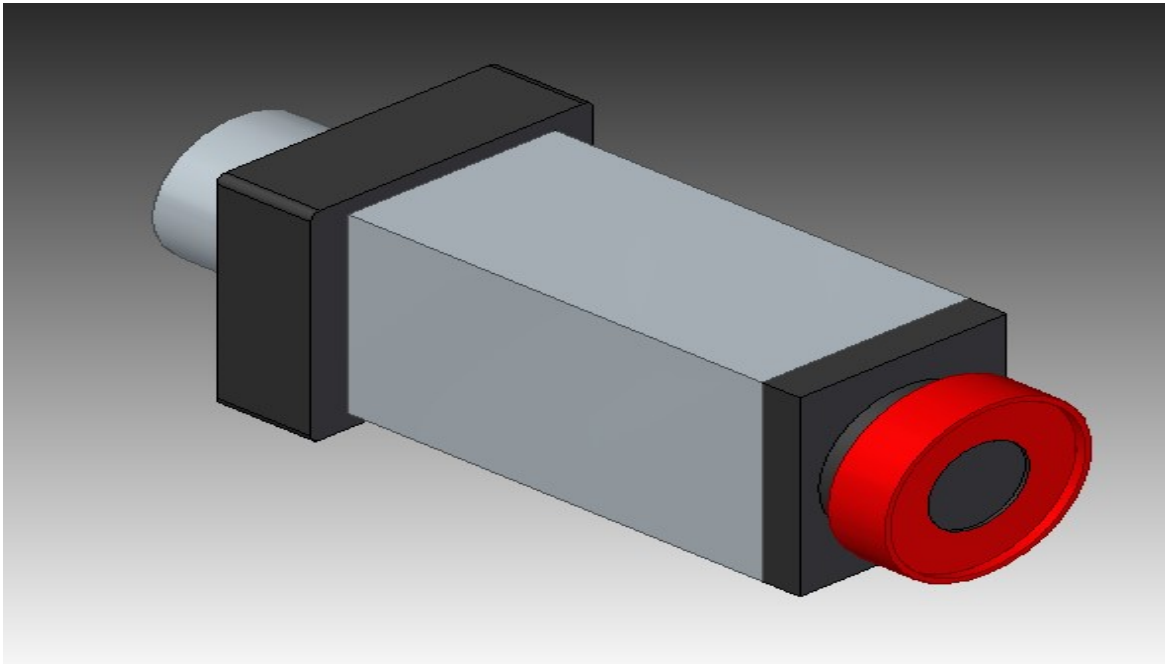


Figura 50. Vista dell'attuatore in configurazione chiusa

7. SISTEMA DI AFFERRAGGIO

7.1 PROCESSO DI DIMENSIONAMENTO AFFERRAGGI

Per quanto riguarda il dimensionamento dell'afferraggio (figura 51), si dovranno adoperare delle misure adatte, che saranno in grado di sopportare la sollecitazione a cui è sottoposto l'afferraggio stesso. Nel momento in cui tutto il sistema è in funzione, l'afferraggio è sottoposto ad un carico di flessione su entrambi i denti; per questo motivo si dovranno fare delle opportune verifiche per assicurarsi di stare in condizioni estrema sicurezza.

Inizialmente si andranno ad attribuire all'afferraggio dei valori più o meno accettabili, per andare a fare le prime verifiche.

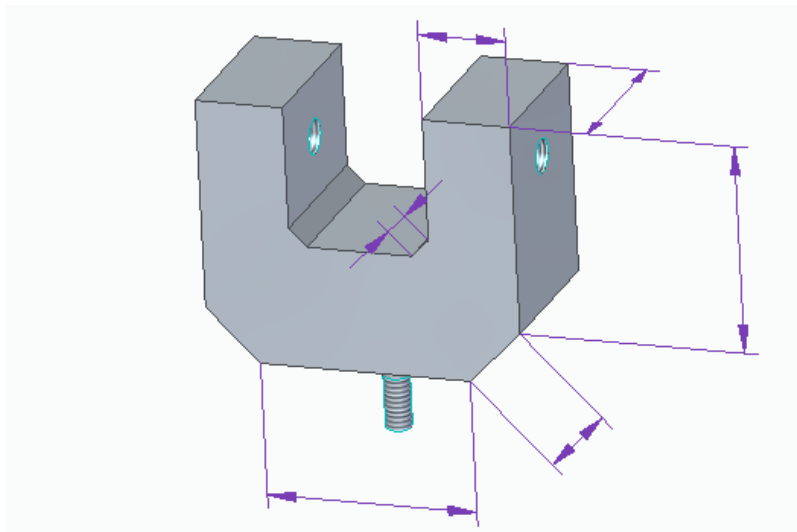


Figura 51. Rappresentazione del corpo dell'afferraggio privo di piattelli e viti di manovra

Le grandezze che andremo ad ipotizzare sono: larghezza, lunghezza, profondità e la lunghezza degli smussi. Per quanto riguarda il foro, abbiamo già detto che ha un diametro di 20 mm, pertanto andrà inserita una vite M20.

Abbiamo detto che l'afferraggio sarà sollecitato a flessione, pertanto andremo a calcolare la tensione di flessione in corrispondenza del punto più sollecitato:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{FL}{W_f}$$

Sapendo che il modulo di resistenza a flessione è pari a:

$$W_f = \frac{bL^2}{6}$$

e ipotizzando i seguenti valori:

- Altezza= 170 mm;
- Larghezza= 200 mm;
- Profondità= 213 mm;

$$\sigma_f^{max} = \frac{80000 \times 170}{W_f} \text{ (MPa)}$$

Con W_f pari a:

$$W_f = \frac{213 \times 90^2}{6} = 287550 \text{ mm}^3$$

Allora:

$$\sigma_f = \frac{80000 \times 170}{287550} = \frac{13600000}{287550} = 47,30 \text{ MPa}$$

Per verificare che l'afferraggio resista a tale sollecitazione, si dovrà calcolare successivamente la tensione ammissibile (σ_{amm}) e di conseguenza la tensione di rottura (σ_R):

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_R}{K}$$

Con:

- K coefficiente di sicurezza, assunto pari a 1,25;
- σ_R tensione di rottura che, prendendo in considerazione un acciaio C40 come materiale, è pari a 500 MPa.

Allora, la tensione ammissibile:

$$\sigma_{\text{amm}} = \frac{500}{1,25} = 400 \text{ MPa}$$

Di conseguenza, otterremo una disuguaglianza del tipo:

$$400 \text{ MPa} \gg 47,30 \text{ MPa}$$

Pertanto, la disuguaglianza risulta essere verificata e di conseguenza i 47,30 MPa di tensione non intaccheranno le proprietà del materiale dell'afferraggio, avendo a che fare, quindi, con delle dimensioni accettabili.

Considerando, però, che la disuguaglianza risulta essere ampiamente verificata, è possibile fare qualche modifica sulle dimensioni dell'afferraggio stesso, anche per diminuire l'ingombro e recuperare un po' di spazio per la presenza della cella di carico e degli attuatori.

Andando quindi a diminuire le dimensioni, operando sempre in condizioni di proporzionalità, si sono individuate le misure adatte per questo tipo di afferraggio:

7.2 FENOMENO DI FLESSIONE SEMPLICE RETTA:

La flessione semplice (figura 52) è quel tipo di sforzo meccanico che agisce ad un determinato corpo rigido e viene chiamata così perché alle estremità, per esempio di una trave, ci sono solamente dei momenti flettenti. Si parla invece di flessione semplice retta quando il momento flettente agisce lungo un piano principale d'inerzia.

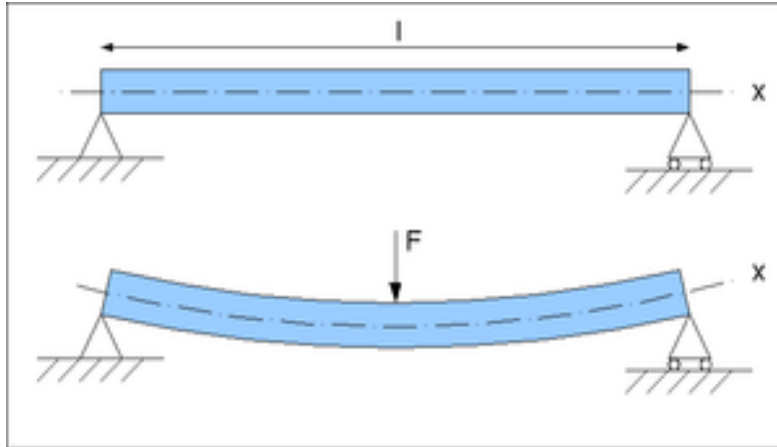


Figura 52. Fenomeno della flessione semplice retta

Come terzo caso, si parla di flessione deviata quando il momento flettente non agisce su un piano principale d'inerzia.

Per studiare appieno il caso della flessione semplice si dovranno fare alcune ipotesi, che stanno alla base dello studio di questo tipo di sollecitazione ma anche nel caso dello sforzo normale, del momento torcente, del taglio e così via...

Inizialmente, la prima ipotesi fondamentale è quella di prendere in considerazione un solido, chiamato "solido del de Saint-Venant", di materiale omogeneo, isotropo ed elastico lineare.

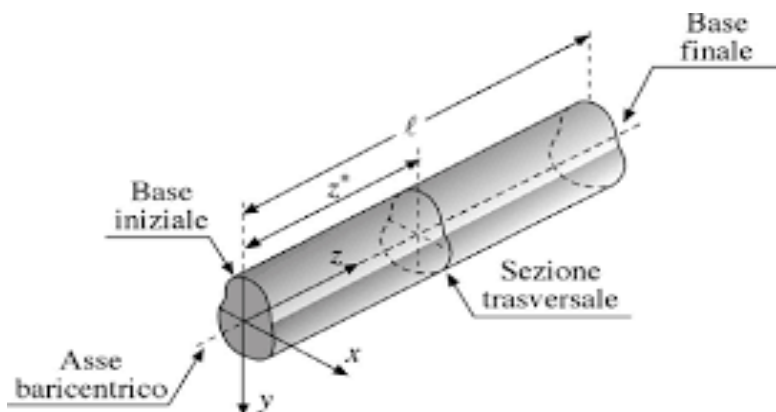


Figura 53. Solido del de Saint Venant

Su questo particolare solido, si ipotizzi che sia soggetto solamente a forze in corrispondenza delle basi, ovvero, le forze $\sigma_x=\sigma_y=\tau_{xy}=0$ con σ_z , τ_{zx} e τ_{zy} diversi da zero.

Ritornando alla flessione semplice, in pratica, una trave è sollecitata a flessione quando è sottoposta ad un sistema di carichi con una componente perpendicolare all'asse della trave, generando così un momento flettente, provocando l'incurvatura della trave stessa.

In una trave sottoposta a flessione nascono delle tensioni unitarie di trazione e compressione, separate da un "asse neutro" che non subisce nessuna deformazione.

Per una trave sottoposta a questo tipo di sollecitazione è conveniente calcolare la sollecitazione unitaria σ_f , attraverso la formula di *Navier*:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{J} * y$$

- σ_f sollecitazione unitaria (MPa);
- M_f momento flettente (Nmm);
- y è la distanza di un'area elementare dall'asse neutro (mm);
- J è il momento d'inerzia della sezione rispetto all'asse neutro (mm⁴).

7.3: MODULO DI RESISTENZA A FLESSIONE

Si definisce modulo di resistenza a flessione il rapporto tra il momento d'inerzia della sezione rispetto all'asse neutro e la distanza dall'asse neutro delle fibre più tese.

La formula del modulo di resistenza è:

$$W_f = J/y_{\max} \text{ (mm}^3\text{)}$$

Allora:

$$\sigma_{\max} = M_f/W_f \text{ (MPa)}$$

La tensione massima di flessione, affinché si operi sempre in condizioni di massima sicurezza, non dovrà superare un determinato valore di tensione, chiamata *tensione*

ammissibile. Quest'ultima dipende dal tipo di materiale che si prende in considerazione (acciaio, rame, piombo...) e ogni materiale avrà una tensione ammissibile differente.

$$\sigma_{\text{amm}} = \sigma_R / K$$

Con:

- σ_R tensione di rottura (MPa)
- K coefficiente di sicurezza, solitamente pari a 1,25.

Naturalmente, la tensione massima di flessione dovrà essere inferiore rispetto alla tensione ammissibile, altrimenti il materiale non riuscirebbe a resistere alla troppa sollecitazione per poi provocare la rottura del pezzo.

7.4 COSTRUZIONE AFFERRAGGIO

Per quanto riguarda la costruzione dell'afferraggio, ci si è basato su una geometria abbastanza semplice, in modo tale da rendere il funzionamento il meno complesso possibile. Innanzitutto, per quello che riguarda il materiale, si è pensato di utilizzare un acciaio C40 (figura 54) molto comune. Il C40 rappresenta il classico acciaio da bonifica, contenente lo 0,4% di carbonio; possiede inoltre una struttura cristallina cubica a corpo centrato ed è un tipico acciaio da bonifica. Se riscaldato a circa 900 °C, per un tempo sufficiente, la sua struttura sarà costituita da austenite omogenea. Se raffreddato lentamente verrà a formarsi, per nucleazione, ferrite proeutetoidica che accrescerà la formazione di grani austenitici a bordo grano. Se raffreddato troppo velocemente si formerà ferrite+cementite. Il suo modulo di Young è $E=220$ GPa e la sua resistenza a rottura (σ) oscilla tra 650-750 N/mm². La durezza oscilla attorno ai 220-230HB.



Figura 54. Barre di acciaio di C40

Nell'assieme finale, gli afferraggi realizzati saranno disposti ad "X", inclinati quindi di 45° , in modo tale da ridurre l'ingombro, considerando di avere a che fare con una macchina disposta verticalmente. La geometria dell'afferraggio è stata scelta in modo tale che quest'ultimo lavori bene sia a trazione che a compressione, poiché, se avessimo utilizzato degli afferraggi a "pinza", avremmo avuto dei problemi nella fase di compressione del provino, non garantendo quindi la giusta presa. L'afferraggio, inoltre, sarà costituito da due fori, in cui saranno inserite due viti, che andranno a sostenere due piattelli, collegati tramite saldatura. Saranno questi ultimi a entrare in contatto con il provino, garantendo il giusto meccanismo di presa.

Considerando che la forza esercitata dagli attuatori, inizialmente scelta, è di 50 kN, si dovrà calcolare quella che è la forza di serraggio che i piattelli dovranno esercitare sul provino, affinché quest'ultimo non scivoli. Ovviamente, nel momento in cui si cerca di calcolare la forza di serraggio, si dovranno identificare il giusto modello di vite da utilizzare e la giusta classe di resistenza. Una volta determinata la vite adatta al funzionamento e stabilita la forza di serraggio, si potrà procedere al dimensionamento dell'afferraggio e fare le opportune verifiche.

Come ultimo dettaglio, come si può notare dall'immagine, è presente una zona di materiale filettato, che andrà a garantire il collegamento tra l'afferraggio e la cella di carico. Quest'ultima sarà costituita da un foro filettato con un diametro di 14 mm.

Per ragioni dovute all'ingombro, l'afferraggio è stato smussato rispetto all'orizzontale di 45°, anche per evitare che durante il funzionamento della macchina alcune parti si andrebbero a toccare fra di loro.

Le misure degli smussi sono state calcolate in base all'ingombro che l'afferraggio potrebbe occupare, considerando anche che questi saranno disposti ad "X" inclinati di 45°nell'assieme finale.

7.5 FUNZIONE DEI PIATTELLI

I piattelli che sono stati inseriti nell'assieme, hanno il semplice scopo di mantenere la giusta presa al provino, affinché non scivoli e di conseguenza non comporti il malfunzionamento dell'intero sistema. Si è specificato che, al fine che questo accada, è opportuno avere a che fare con una giusta forza di serraggio, che garantisca la giusta presa del provino. Tale forza di serraggio verrà esercitata sul provino, nel momento in cui le viti avranno effettuato una certa corsa. Il collegamento tra vite e piattello è stato realizzato tramite saldatura, cosicché i due piattelli, nel momento della presa, potranno sopportare sollecitazioni molto intense senza subire danni meccanici. Il materiale dei piattelli si è assunto uguale a quello degli afferraggi. Inizialmente il collegamento vite-piattello era stato realizzato attraverso una filettatura, ma dopo alcune analisi si è preferito adottare la tecnica della saldatura, garantendo maggiore sicurezza.

8. SCELTA DELLE VITI

8.1 VITI E CLASSI DI RESISTENZA

Una vite consiste in un organo filettato di forma cilindrica utilizzata per fissare dei componenti fra di loro. Consiste, inoltre, in una macchina semplice capace di trasformare un moto circolare in un moto rettilineo. Il collegamento che c'è tramite due oggetti avviene grazie all'accoppiamento vite-madrevite, in cui quest'ultima sta a rappresentare un semplice foro filettato, avente lo stesso passo della vite.

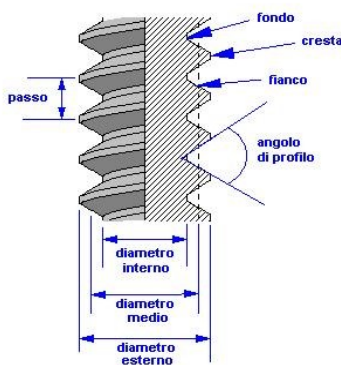


Figura 55. Elementi caratteristici di un organo filettato

In un collegamento bullonato (vite più dado) le viti possono lavorare a taglio, trazione, flessione e torsione, con la sollecitazione di trazione solitamente più favorita.

Per individuare la tensione minima a cui una vite può essere sollecitata è data in termini di classe di resistenza: 8.8, 10.8, 12.9 ecc...

Le classi di resistenza sono identificate da due numeri; prendendo, per esempio, in considerazione la classe di resistenza 10.8, il numero 10 sta a rappresentare la tensione di rottura della vite (in MPa) diviso 100, mentre il numero 8 rappresenta il rapporto fra la tensione di snervamento (MPa) e la tensione di rottura (MPa), il tutto moltiplicato per 10. Attraverso le formule inverse, riusciamo a calcolare rispettivamente la tensione di rottura e quella di snervamento:

$$\sigma_R = 1000 \text{ MPa}; \sigma_s = 800 \text{ MPa}.$$

La scelta delle classi di resistenza è un'operazione molto importante poiché ci permette di identificare il modello di vite giusto per il nostro lavoro. Nel caso del nostro progetto, per il collegamento della vite con l'afferraggio, la classe di resistenza che abbiamo ipotizzato è la 8.8 con un modello M20; attraverso le opportune verifiche si è constatato che fosse il modello giusto accoppiato a quella classe di resistenza.

Nel caso del nostro progetto, la verifica andava fatta per assicurarsi che la vite non si rompa durante tutto il funzionamento della macchina biassiale, evitando anche la conseguente rottura dei piattelli e il mal funzionamento dell'afferraggio.

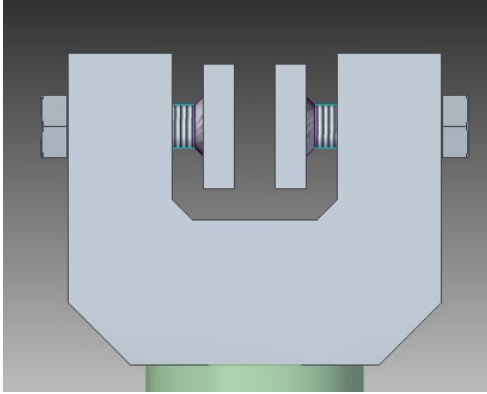


Figura 56. Afferraggio con piattelli e viti di manovra calettati

Se si va a fare la verifica a trazione della vite che verrà inserita nell'afferraggio, si dovranno analizzare vari parametri:

- σ_R : tensione di rottura della vite, ricavabile dalla classe di resistenza e dipende dal tipo di materiale impiegato
- A_{res} : sezione resistente della parte filettata della vite
- K : coefficiente di sicurezza, che tipicamente assume il valore di 1,25.

Allora, la resistenza a trazione della vite si calcola attraverso la formula:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 * \sigma_R * A_{res}}{K}$$

Inizialmente si è ipotizzato di utilizzare una vite M12 per l'afferraggio, i vari calcoli sono svolti di seguito:

1. Per quanto riguarda la tensione di rottura della vite, avendo scelto una classe di resistenza 8.8, $\sigma_R = 8 * 100 = 800$ MPa;
2. L'area resistente della vite M12 è pari a $84,3$ mm²;

Il coefficiente di sicurezza abbiamo detto che lo si può assumere pari a 1,25.

Allora:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 * 800 * 84,3}{1,25} = 48,56 \text{ kN} < 80 \text{ kN}$$

Gli 80 kN rappresentano la forza di serraggio che si viene a creare tra vite e afferraggio nel momento in cui la vite viene avvitata. Considerando che la vite è in grado di

sopportare fino a 48,56 kN di carico, la vite M12 non risulta essere adeguata a questo tipo di costruzione, causando la sua rottura e di conseguenza il mal funzionamento del sistema.

Pertanto, si è cercato di cambiare ipotesi sul modello della vite: da M12, abbiamo provato ad utilizzare una M20, con una madrevite, quindi, di 20mm.

Andando a fare tutti i calcoli:

1. $\sigma_R=800$ MPa;
2. L'area resistente della vite M20 è pari a 245 mm²;
3. Il coefficiente di sicurezza si assuma sempre pari a 1,25

A questo punto:

$$F_{t,rd} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 245}{1,25} = 145 \text{ kN} > 80 \text{ kN}$$

Avendo ottenuto un valore di resistenza a trazione pari a 145 kN che è molto più alto di 80 kN, la vite M20 con una classe di resistenza di 8.8 risulta essere adeguata al nostro tipo di costruzione.

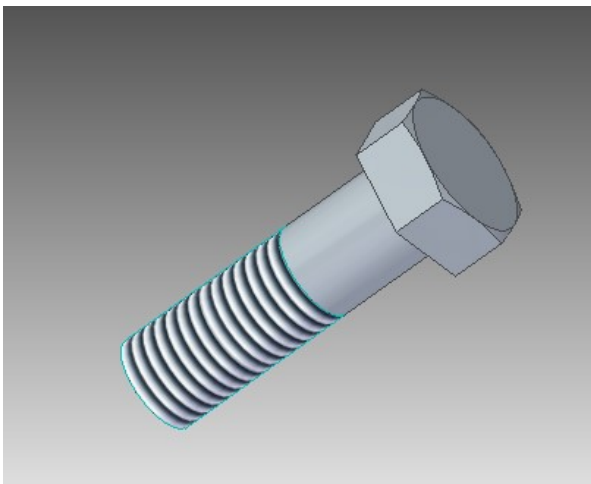


Figura 57. Rappresentazione della vite di manovra

A questo punto, la vite sarà in grado di sopportare fino a 145 kN di carico e gli 80 kN dovuti al serraggio non andranno ad intaccare sulla vita della vite stessa.

8.2 FORZA DI SERRAGGIO VITE-AFFERRAGGIO:

Per quanto riguarda il dimensionamento della vite, per il meccanismo di apertura-chiusura dei piattelli, che a loro volta andranno a garantire la presa del provino, si dovrà considerare la cosiddetta forza di serraggio da dare alla vite per ottenere una buona presa del provino stesso.

Per calcolare tale forza di serraggio si dovranno tener conto di alcuni parametri, come ad esempio il coefficiente di attrito μ , la forza tangenziale che si instaura tra provino e piattello F_r e la forza trazione/compressione data dagli attuatori (aventi motori indipendenti) indicata con la lettera P. Quest'ultima forza è stata presa in considerazione all'inizio del progetto, assunta pari a 50 kN.

Per quanto riguarda:

1. Il coefficiente di attrito μ si è assunto pari a 0,3;
2. La forza tangenziale, tra provino e piattello, dipende dalla forza di serraggio F_g che risulta essere la nostra incognita.

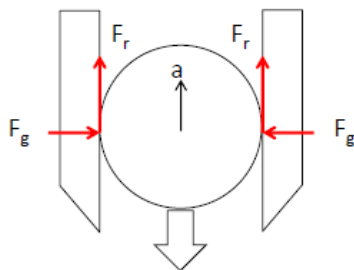


Figura 58. Rappresentazione schematica delle forze agenti nel contatto afferraggio-provino

Sapendo che $F_r = \mu F_g$, allora $2F_r = 2\mu F_g$; a questo punto, facendo la sostituzione ed esplicitando la forza di serraggio

F_g :

$$F_g = \frac{50 \text{ kN}}{2\mu} = 80 \text{ kN}$$

Una volta trovata la forza di serraggio da applicare per ottenere una giusta presa dell'afferraggio, la vite andrà dimensionata in modo tale da resistere agli 80 kN.

9. SISTEMA ACQUISIZIONE DATI

9.1: CELLE DI CARICAMENTO

Una cella di caricamento, chiamata più semplicemente “cella di carico”, consiste in un trasduttore, ossia un componente elettronico che misura la forza applicata su un oggetto grazie ad un segnale elettrico che varia al variare della deformazione che il carico in questione agisce sul componente stesso. Sono dei dispositivi molto versatili e molto utilizzati per via della loro precisione e praticità; inoltre rilasciano un segnale proporzionale alla forza misurata che viene poi tradotto in un valore numerico.



Figura 59. Cella di caricamento

Le celle di carico elettroniche sono per lo più costituite da un corpo metallico in acciaio o alluminio a cui vengono applicati uno o più estensimetri, leggendo la deformazione meccanica del materiale (di trazione o compressione) tramite la variazione di resistenza elettrica che tale deformazione causa sul loro circuito elettrico.

Per garantire che una cella di carico lavori correttamente nel luogo in cui è installata, di solito non ci si limita a impostarla e tararla in fabbrica, ma si sottopone a verifica nel luogo di installazione. La taratura e la verifica legale sono processi in cui la cella di carico è caricata con pesi noti a scopo di controllo. Se si posa un chilo sulla cella di carico o sulla pesatrice, allora, a seconda della classe di precisione, anche il peso indicato deve essere un chilo.

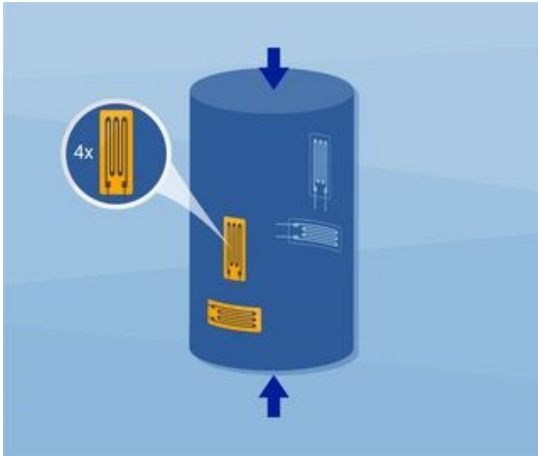


Figura 60. Applicazione di estensimetri su cella di carico

Nell'immagine a sinistra è raffigurata una cella di carico sottoposta ad un carico di compressione, in cui si possono notare quattro estensimetri posizionati sia in orizzontale che in verticale. Tali estensimetri andranno ad analizzare la deformazione meccanica dovuta al carico di compressione.

9.2: TIPOLOGIE PRINCIPALI

Le celle di carico sono dispositivi che, per loro natura, si adattano a una molteplicità di utilizzi. Celle di carico con caratteristiche diverse sono disegnate per rispondere alle esigenze di applicazioni diverse. Questi strumenti possono essere classificati in base a diverse qualità, una di queste è la loro capacità di carico.

- Esistono, dunque, celle di carico a bassa capacità che vanno da un minimo di 25 grammi a un massimo di 70 chili. Queste celle di carico sono ideali per essere utilizzate quando è necessaria un'elevata accuratezza.
- Le celle di carico a media capacità, invece, possono misurare dai 90 chilogrammi alle 9 tonnellate circa e sono particolarmente affidabili.
- In ultimo abbiamo le celle di carico ad alta capacità che arrivano alle 400 tonnellate e vengono utilizzate nell'industria pesante e per le bilance che misurano i grossi carichi.

Le celle di carico digitali sono l'evoluzione, in termini di tecnologia, delle classiche celle di carico analogiche e rappresentano, attualmente, i dispositivi più diffusi sul mercato.

Rispetto alle celle di carico meccaniche, quelle digitali sono caratterizzate da un segnale più forte. Il segnale, infatti, si origina comunque come un voltaggio elettrico analogico,

ma poi viene automaticamente convertito in digitale: in genere utilizza dai due ai sei volt di energia, decisamente più potente rispetto a quello analogico.

Le celle di carico digitali, inoltre, hanno una maggiore velocità di lettura del segnale. Questo tipo di celle di carico, infatti, può registrare accuratamente centinaia di misurazioni da centinaia di singole celle molteplici volte al secondo. Questa caratteristica le rende adatte a essere utilizzate nelle applicazioni che richiedono maggiore precisione.

Ci sono, quindi, principali tipi di celle di carico, che possono lavorare in modo differente a seconda del tipo di sollecitazione che si ha:

- Celle di carico a compressione, molto utilizzate nella pesatura industriale per via della loro semplice installazione ma presentano dei problemi con dei carichi laterali;
- Celle di carico a taglio e a doppio taglio; le prime sono state studiate per superare il problema dei carichi laterali, infatti queste sono insensibili sia ai carichi laterali che alle vibrazioni e sono molto utilizzate nelle miscelazioni, sotto rulliere e nastri trasportatori. Le seconde, invece, essendo molto precise ma anche robuste, sono molto utilizzate nelle industrie, quando si ha a che fare con grossi carichi;
- Celle di carico a flessione, adatte quando si hanno a che fare con piccoli carichi;
- Celle di carico a trazione, nel caso in cui i carichi da pesare non possono essere poggiati, vanno a misurare le forze tendenti.

Per quanto riguarda la cella di carico utilizzata nel progetto, consiste in una cella che lavori bene sia a trazione che a compressione, andando a misurare un carico fino a 50 kN. L'accoppiamento tra afferraggio e cella è avvenuto tramite filettatura, misurando quindi i carichi degli attuatori.

9.3 CELLE DI CARICO PIU' UTILIZZATE

La maggior parte delle celle di carico è di tipo elettronico, usate per rilevare in maniera indiretta la deformazione meccanica di un oggetto; la seconda tipologia più utilizzata è quella idraulica, che compensano gli eventuali malfunzionamenti a cui sono sottoposte quelle elettroniche (per esempio disturbi elettrici nelle lavorazioni all'aperto); infine, quelle a compensazione elettromagnetica, precise e rapide. La tipologia più tradizionale di celle di carico utilizzate nel settore industriale è quella a compressione, grazie alla facilità di installazione. Tuttavia, come spiegato prima, questa tipologia non è adatta per i carichi non perfettamente stabili e perpendicolari, il che può costituire un limite. Le celle di carico a trazione vengono invece utilizzate nel caso in cui il carico è sospeso, come nel caso di carichi di grandi dimensioni, supportati da un gancio o di un tiro, la cui trazione verrà poi rilevata dalle cellule di carico.

Per evitare i problemi legati alla precisione e alla staticità, vengono utilizzate le celle di carico a taglio o a doppio taglio, decisamente affidabili con carichi non perfettamente statici, garantendo un'ottima riuscita anche con grandi carichi.

Quando si necessita di un alto livello di precisione per piccoli carichi, l'opzione giusta sono le celle di carico a flessione, che possono essere utilizzate anche in gruppi, aumentando di conseguenza la loro precisione. Le celle di carico a perno sono invece consigliate per i casi in cui si necessita di misurare la forza di sollevamento, ma dove non c'è disponibilità di un appoggio (per esempio nel caso degli argani). Funzionando proprio come perni, queste celle di carico diventano parte integrante dei macchinari utilizzati.

9.4 ESTENSIMETRI

Un estensimetro è un sensore la cui resistenza varia con la forza applicata; converte la forza, la pressione, la tensione, il peso, ecc., in una variazione di resistenza elettrica che può essere misurata. In genere gli estensimetri consentono di eseguire tale misura solo

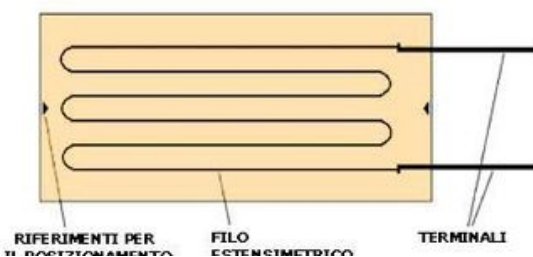


Figura 61. Estensimetro a variazione di resistenza elettrica

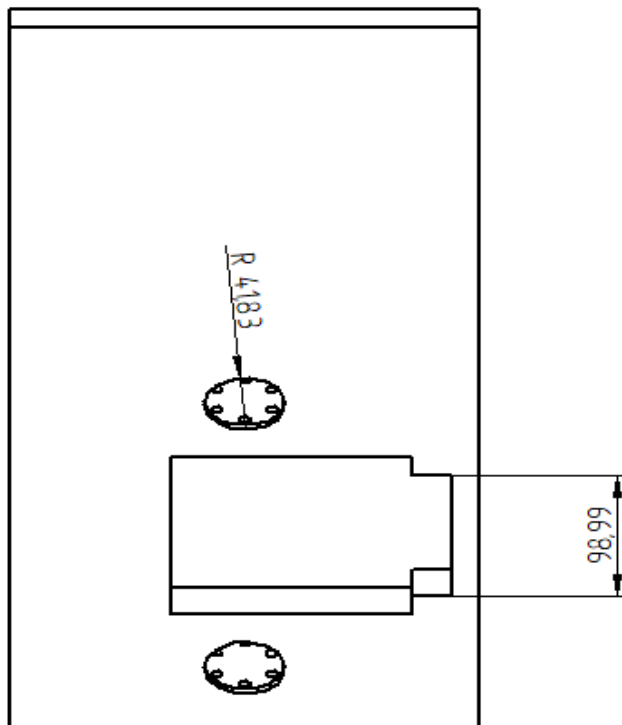
sulla superficie in esame e raggiungono lo scopo misurando le variazioni Δl della distanza "l" fra due punti del corpo stesso.

Esistono vari tipi di estensimetri ma il più comune è quello a variazione di resistenza elettrica.

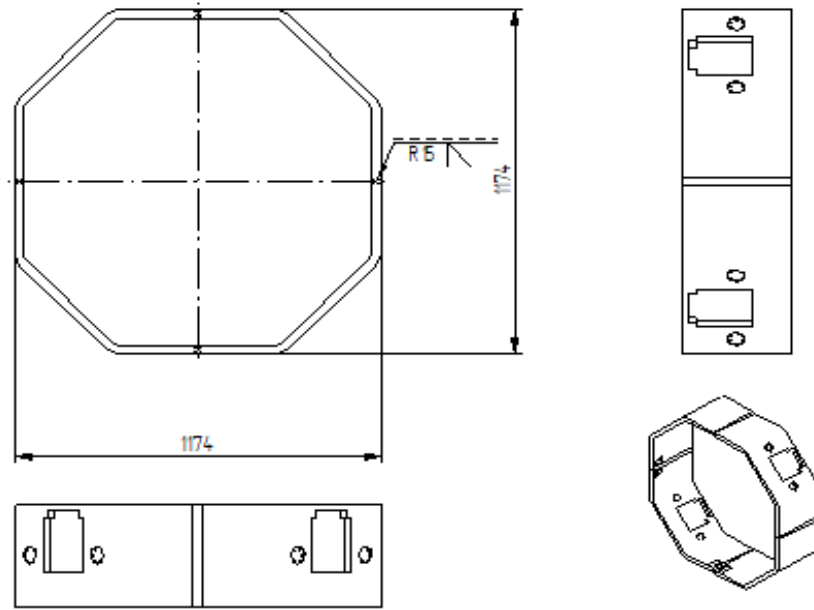
L'estensimetro a variazione di resistenza elettrica è costituito essenzialmente da un sottile filo metallico reso solidale per tutta la sua lunghezza all'oggetto in esame e costretto quindi a seguirne le deformazioni; queste provocano una variazione della sua resistenza elettrica, la cui misura consente di risalire alla deformazione che l'ha provocata.

Nella realizzazione pratica gli estensimetri a variazione di resistenza sono costituiti da un filo ripiegato più volte a zig-zag per realizzare una sufficiente lunghezza senza aumentare la base di misura e incollato in una sottile placchetta di materiale plastico da dove escono i due terminali per il collegamento. L'estensimetro viene a sua volta incollato con tutta la sua superficie all'oggetto in esame. La misura della variazione di resistenza è molto sensibile e precisa, però risentono molto delle variazioni di temperatura; ma questo effetto viene neutralizzato inserendo un estensimetro di compensazione.

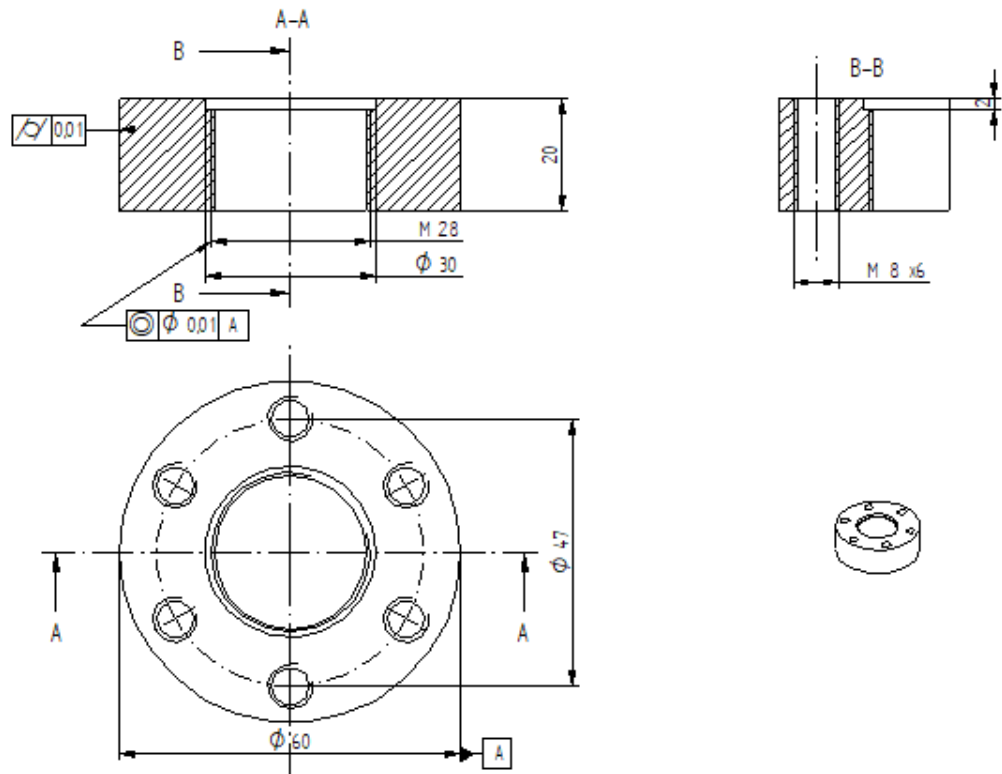
Il disegno è realizzato con una scala 1:2 e come è possibile notare la forma che possiede il corpo in lamiera nell'immagine non è propriamente la stessa che poi assume all'interno dell'assieme, questo perché Solid Edge nel momento in cui genera la messa in tavola della lamiera opportunamente piegata realizza delle viste (in prospettiva trimetrica) che distorcono i particolari della figura: ad esempio fori e scavi vengono riportati con una prospettiva che nel momento in cui si vanno a posizionare le quote necessarie queste assumono valori diversi da quelli reali, errore frutto della distorsione.



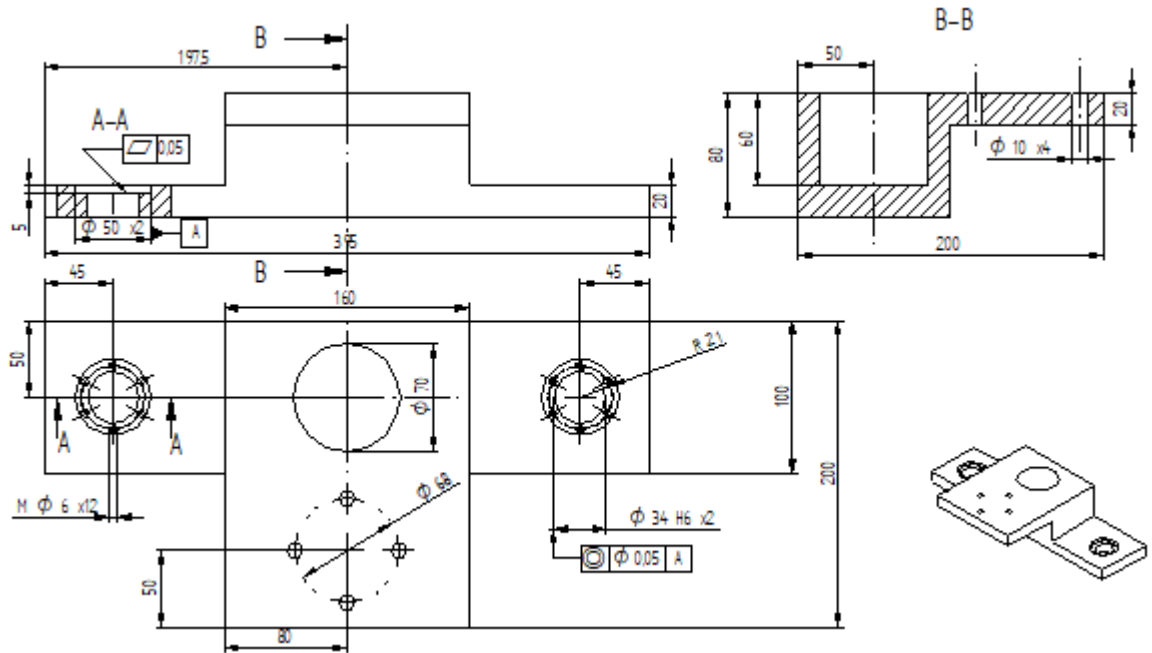
Ad esempio se riportassimo la vista laterale della lamiera così come il software la presenta e provassimo a quotare la larghezza dello scavo e il diametro dell'alloggiamento della flangia e mettessimo a confronto i valori delle quote con quelle del disegno precedente ci si accorgerebbe ad occhio dell'errore: per tale ragione si è preferito andare a quotare la lamiera come se non avesse subito il processo di piegatura, della quale abbiamo sono già state esplicitate diverse informazioni nei capitoli precedenti.



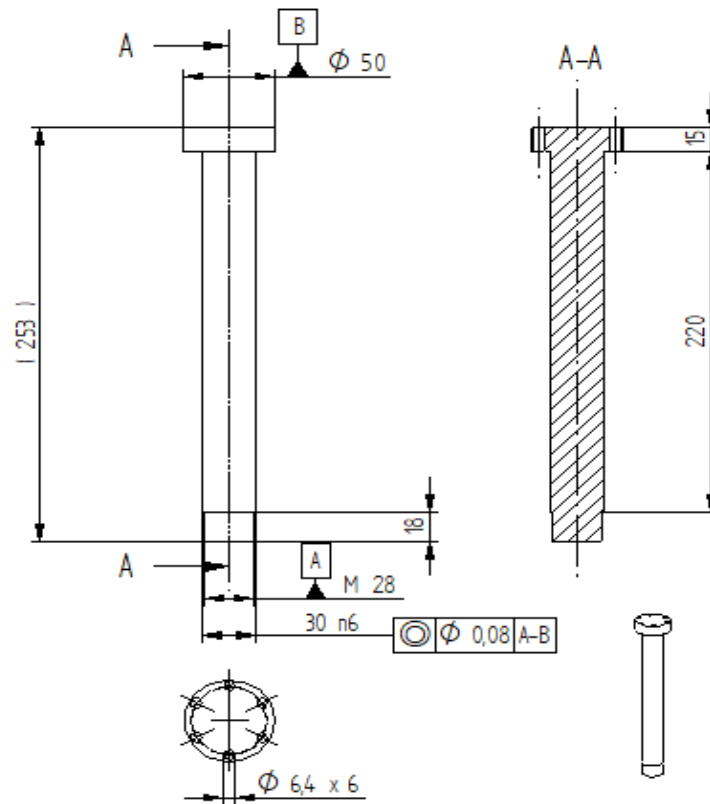
FLANGIA



SUPPORTO ATTUATORI



STELO DI SUPPORTO

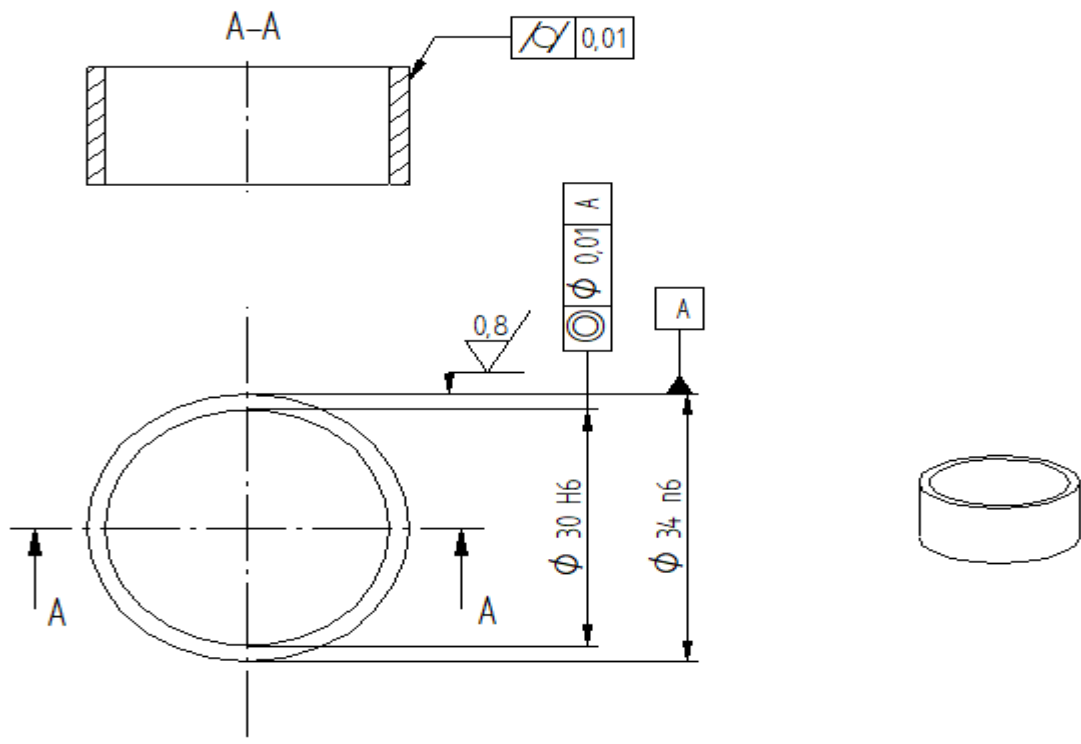


È doveroso fare una nota riguardo alle dimensioni del blocco di supporto degli attuatori (si fa riferimento sia allo stelo che al supporto in sé e per sé): ovviamente queste possono subire delle variazioni in quanto sono direttamente dipendenti dal tipo di attuatore che si sceglie. È l'attuatore a dettare gli ingombri di questi componenti che sono stati progettati attorno al "concept" di attuatore del progetto e non viceversa; le forme, le caratteristiche fisiche ed il concetto di funzionamento degli stessi dovrebbero rimanere pressoché invariate.

Stelo e supporto sono inoltre correlati da delle tolleranze sull'accoppiamento reciproco e le messe in tavola sono entrambe realizzate secondo una scala 1:2.

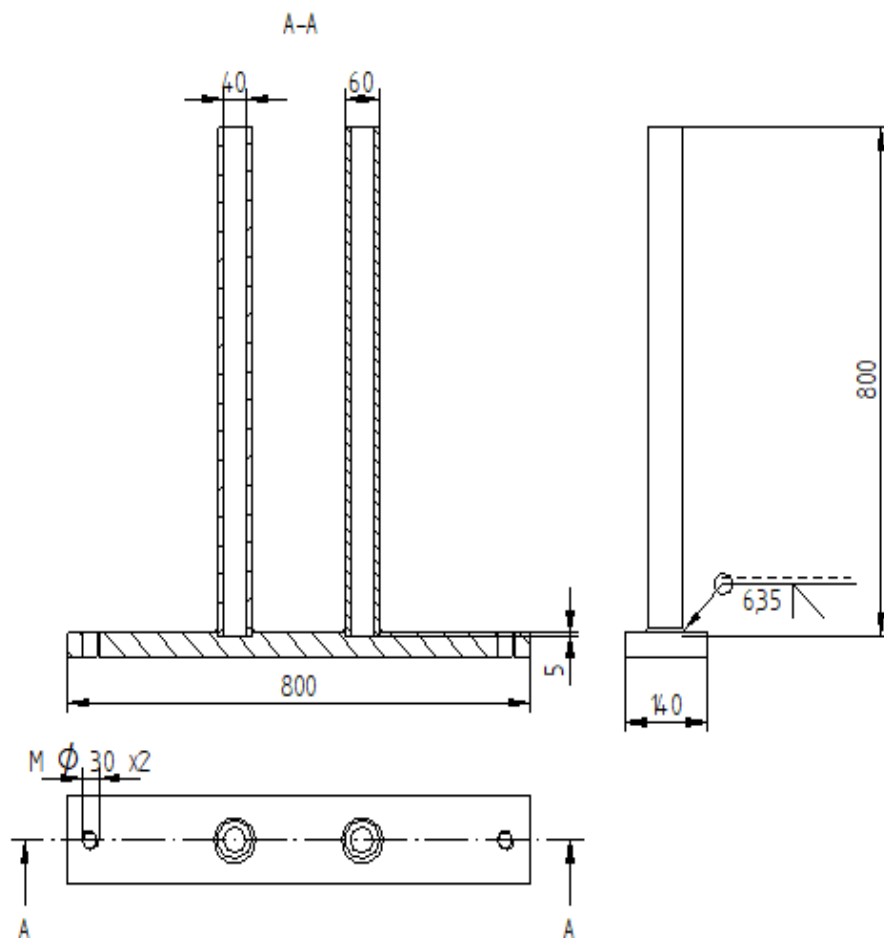
Tra i due si è voluto evitare un contatto diretto in quanto generare un incastro in questo modo avrebbe sicuramente creato dei problemi durante la fase di accoppiamento viste le tolleranze strette che si avrebbero avuto; per queste ragioni si è preferito interporre tra i due una bronzina che renda l'incastro più sicuro e saldo.

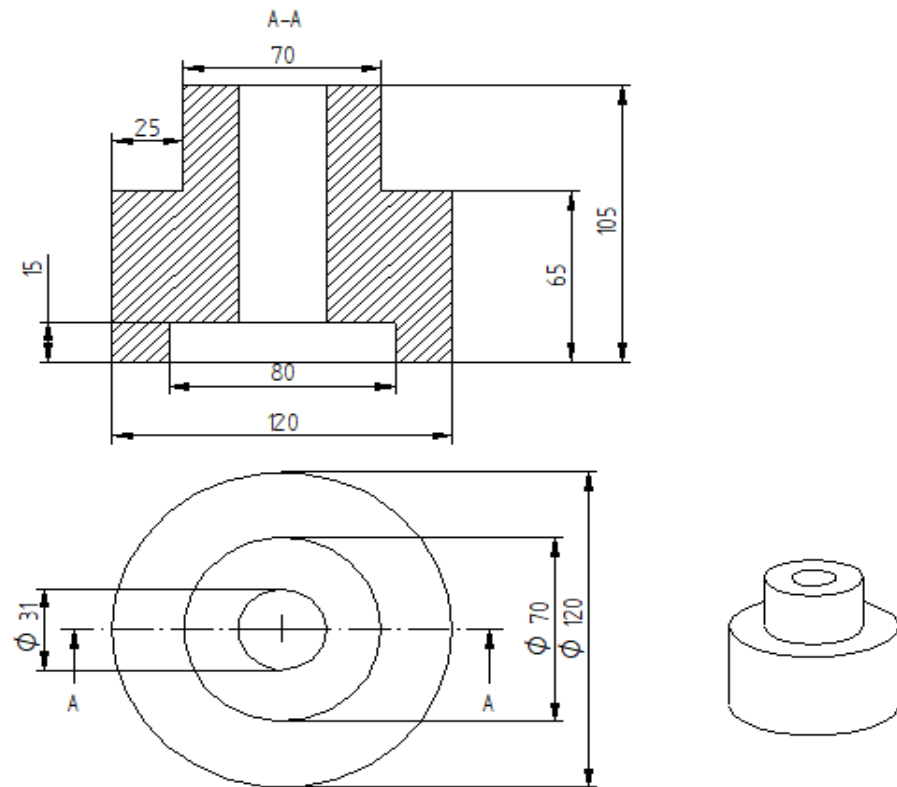
BRONZINA



ELEMENTI DI APPOGGIO STRUTTURA

Nelle immagini precedenti è riportato il sistema di appoggio/sostegno della struttura. I quattro “pali” che la sorreggono sono dei tubolari che vengono direttamente connessi mediante saldatura perimetrale, con cordone di larghezza di 6mm, alle lamiere che costituiscono la parte inferiore del telaio; la stessa tecnica realizza un collegamento permanente con le due lastre metalliche poste trasversalmente a formare una base di appoggio: quest’ultima non è a diretto contatto con la pavimentazione. Il contatto avviene attraverso l’utilizzo di appoggi (preferibilmente gommati) calettati alle due lastre attraverso collegamento filettato.

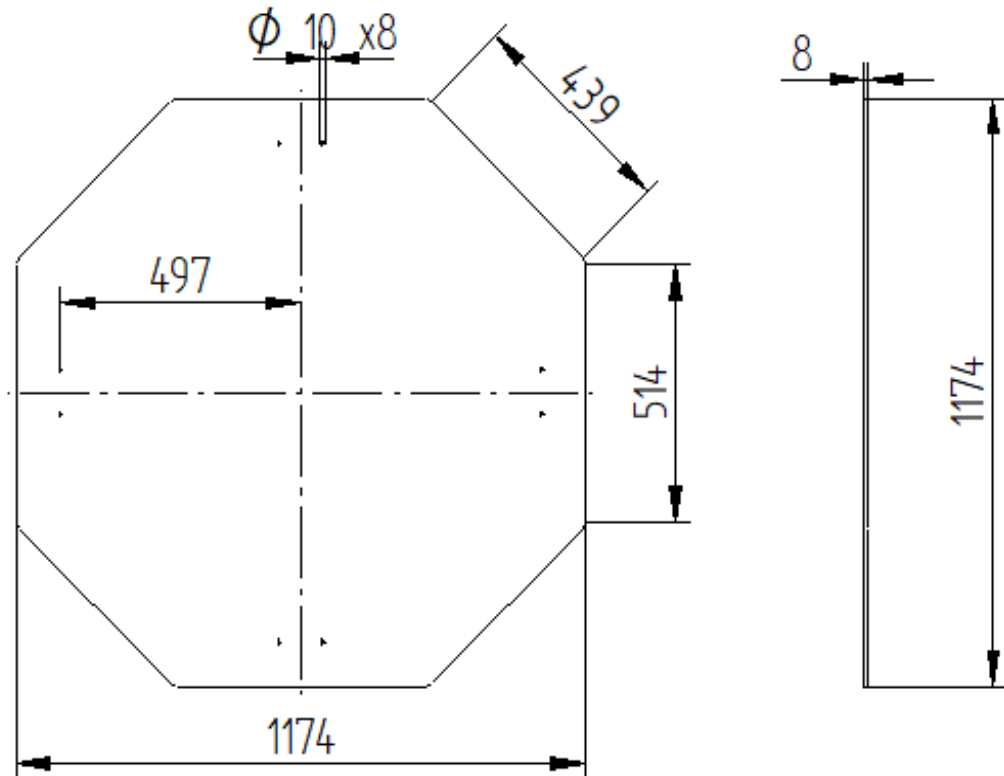




La messa in tavola del sistema d'appoggio tutto è in scala 1:5 mentre quella dei piedi gommati è in scala 1:1.

Anche qui un appunto riguardo la misura dei componenti: l'altezza dei pali di sostegno è stata scelta come tale anche in base a quella posseduta da macchinari simili già in commercio, è ovvio che può essere cambiata anche in relazione alle caratteristiche dell'ubicazione in cui si pensa di sistemare l'assieme.

COPERCHIO E FISSAGGI ANGOLARI

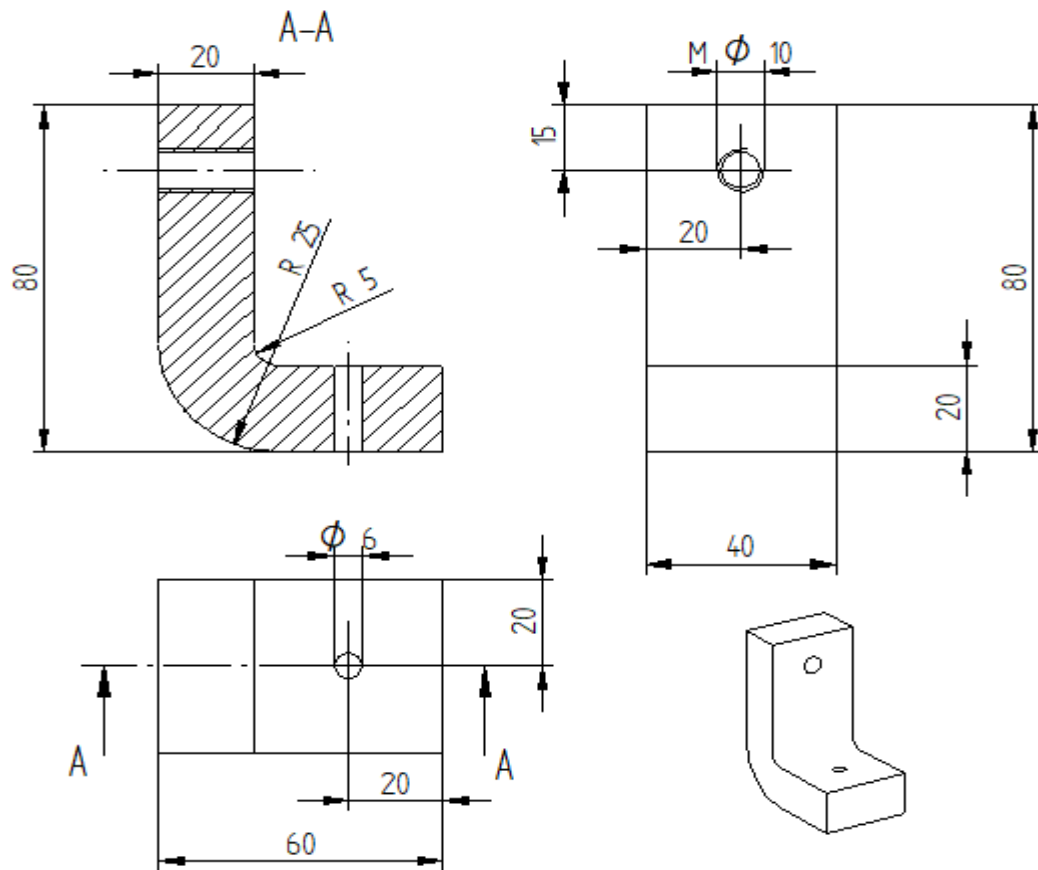


Il coperchio per la parte posteriore del telaio non è riportato nelle viste di assieme a colori del capitolo 4, questo perché è un componente che potrebbe risultare di scomoda presenza nel momento in cui bisogna effettuare le operazioni di serraggio degli afferraggi sul provino.

Risulta essere però, oltre ad un componente che migliora l'estetica dell'assieme, molto utile nel momento in cui si vanno a creare degli incassi o determinati supporti da fissarvi sulla superficie interna per poter "raccolgere" ed ordinare tutti i cablaggi necessari per connettere le componenti elettroniche del macchinario (motori degli attuatori, attuatori stessi, celle di carico, alimentazione e sistema acquisizione dati)

Se non si volesse sfruttare la presenza del coperchio lo spazio che rimane tra le apparecchiature di lavoro (attuatori) e la parte di telaio posizionata posteriormente

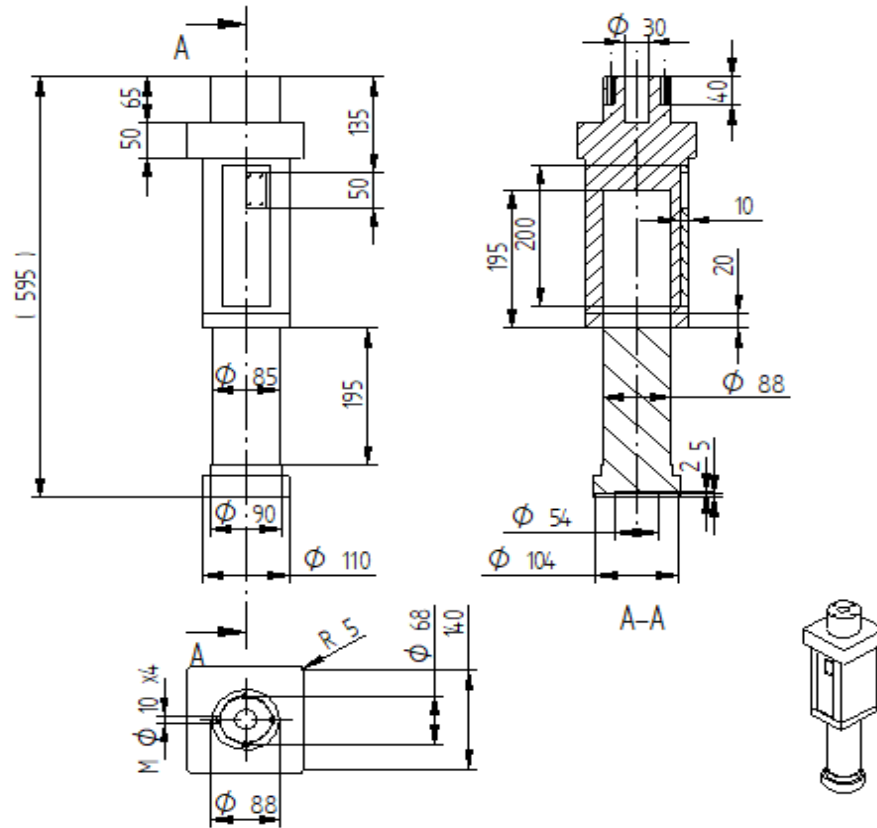
ad essi potrebbe essere sfruttata per l'installazione di un apparato video estensimetrico che faciliterebbe la raccolta dati e l'analisi dei test eseguiti.



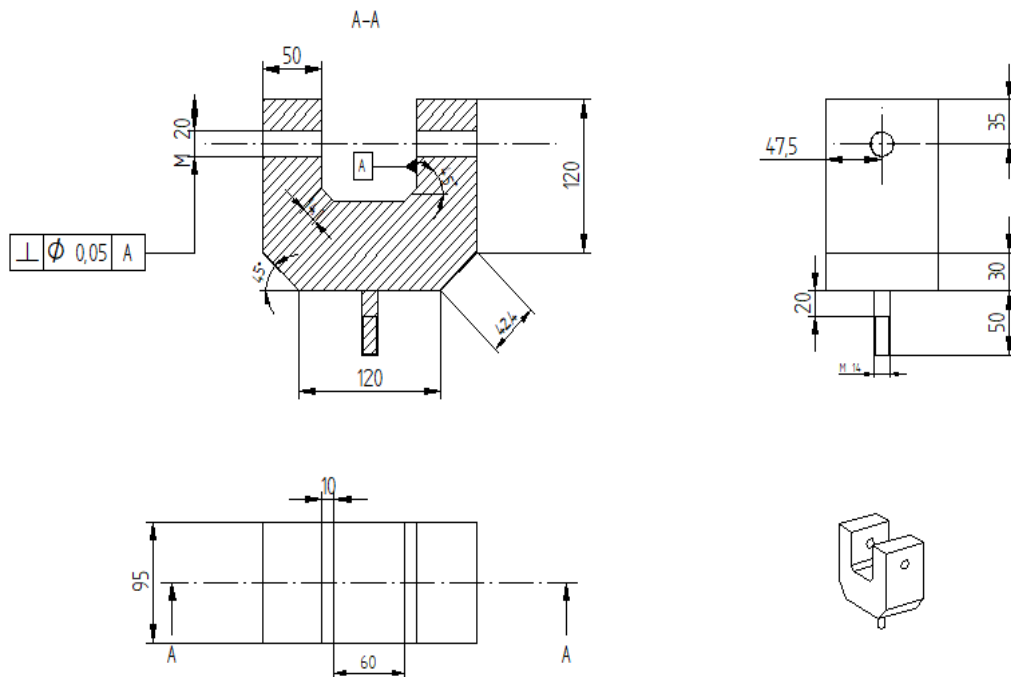
Questi supporti angolari vengono fissati su determinati incassi ricavati sulla superficie delle lamiere del telaio e fissati attraverso collegamento filettato sullo stesso.

Un altro collegamento filettato permette di calettare il coperchio rendendolo solidale col tutto.

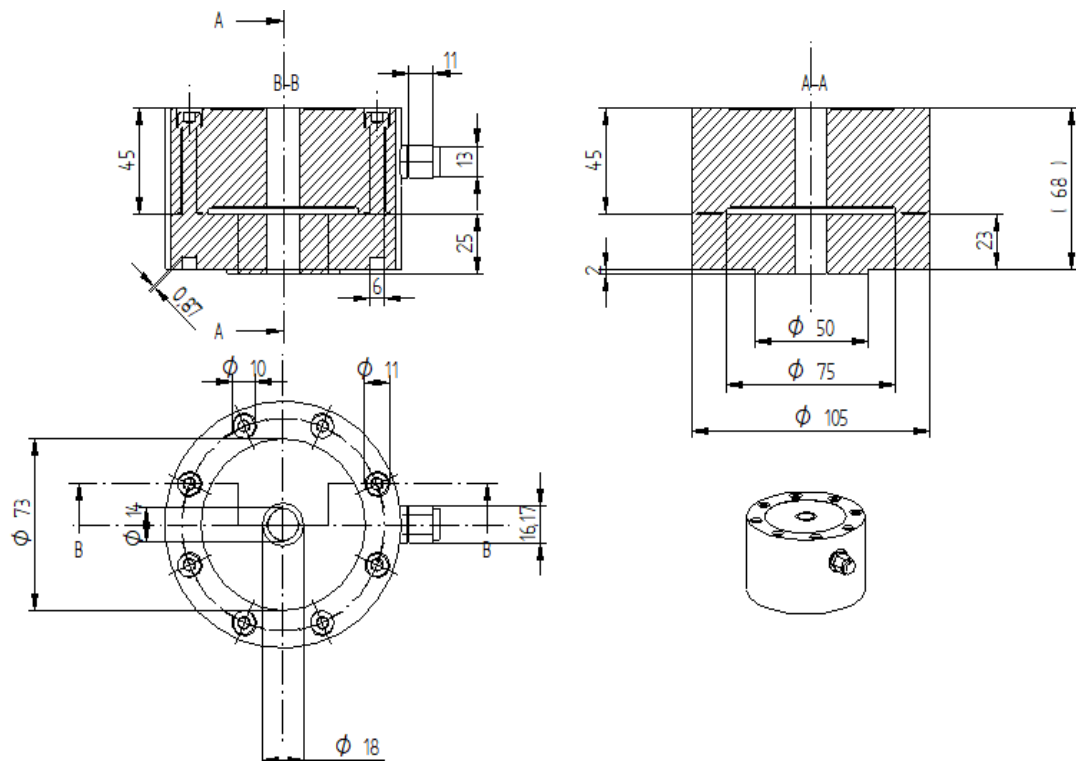
ATTUATORE:



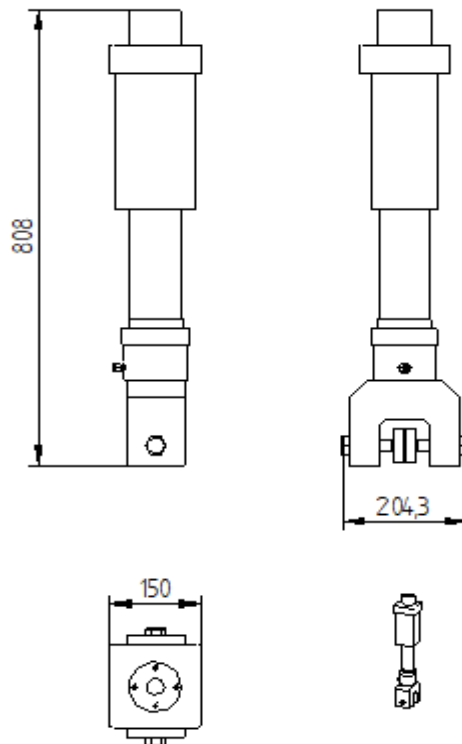
AFFERRAGGIO



CELLA DI CARICO

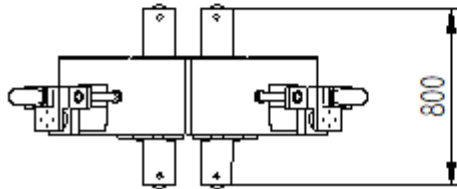
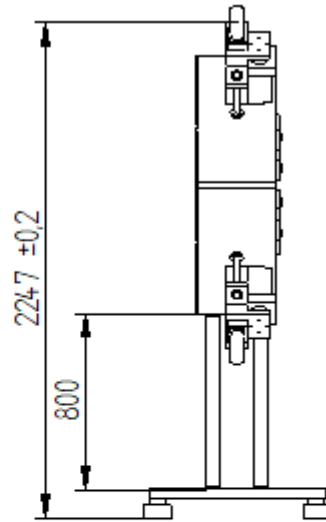
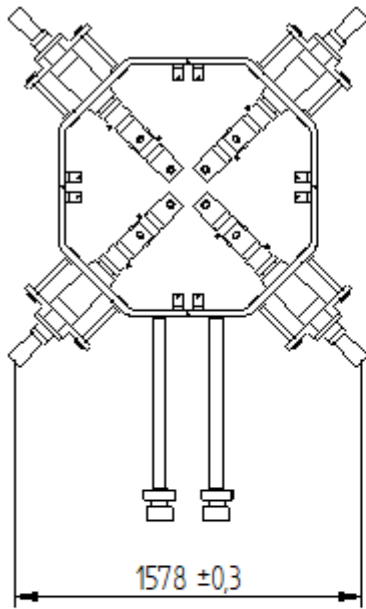


INGOMBRI SOTTOASSIEME DI LAVORO



INGOMBRO DELL'ASSIEME TOTALE

Nell'immagine che segue sono riportati gli ingombri di massima del macchinario nelle tre direzioni principali.



11.CONCLUSIONE

Avuto modo di leggere l'intera tesi sperimentale, si vuole evidenziare il fatto di come questo progetto sia stato realizzato ad un livello piuttosto concettuale, utilizzando specifici programmi di prototipazione e disegno e facendo opportuni calcoli per il dimensionamento dell'intera macchina e dei componenti ad essa connessi. Proprio per questo motivo, all'interno della tesi si è voluta evitare un'esposizione troppo ampia degli argomenti riguardanti le svariate tipologie di prove meccaniche eseguibili dalla macchina e gli effetti che generano, nonostante alcune di queste vengono descritte in maniera concisa (trazione, compressione e flessione). Avendo focalizzato i nostri sforzi principalmente sull'area tecnica del prototipo, la nostra pretesa è stata per lo più quella di esporre le caratteristiche progettuali, la funzionalità, il dimensionamento degli elementi annessi e le motivazioni che ci hanno spinto alla scelta di specifici materiali piuttosto che altri così da lasciare, a chi in un prossimo futuro sarà incaricato di occuparsi dell'aspetto realizzativo, una panoramica più ampia possibile. Inoltre, si è cercato anche di analizzare in maniera dettagliata gli accoppiamenti tra i vari elementi costituenti la macchina. L'ipotesi di utilizzare degli attuatori aventi ognuno un motore indipendente, capaci, quindi, di generare storie di carico differenti, ha reso l'intero progetto più semplice soprattutto dal punto di vista della scelta del provino, garantendo quindi una scelta della geometria del pezzo meno standardizzata e una prova di resistenza decisamente più efficiente.

Le principali difficoltà riscontrate sono state principalmente l'utilizzo e la comprensione di tali software e programmi specifici di disegno per le motivazioni sopra esposte e, in un primo momento, la ricerca dei componenti da inserire per il funzionamento della macchina stessa (in particolare si fa riferimento a celle di carico e attuatori); senza dimenticarci poi delle problematiche che sono maturate negli ultimi mesi per la pandemia da Covid-19 che ha costretto lo sviluppo del tirocinio in modalità telematica diminuendo il contatto con risorse che avrebbero potuto migliorare la qualità del progetto.

12.BIBLIOGRAFIA

- Slides del Professore Ing. Marco Rossi dal corso di “Costruzione di Macchine” 2019/20 dalla sezione “Tensioni e Deformazioni” e “Criteri di Resistenza”- UNIVPM
- Slides del Professore Ing. Archimede Forcellese dal corso di “Tecnologia Meccanica” 2019/20 dalla sezione “Analisi dei processi di deformazione plastica” ed “Introduzione alla formatura delle lamiere”- UNIVPM
- Caligaris, L.; Fava, S.; Tomasello, C.; “Manuale di Meccanica” sezione di Costruzione di Macchine
- Hartmann, S.; Sguazzo, C.; Gilbert, R.R.; “Basic studies in biaxial tensile test”, GAMM Mitteilungen, v 41, n 1, April 2018; ISSN: 09367195; DOI: 10.1002/gamm.201800004; Article number: e201800004; Publisher: Wiley-VCH Verlag
- Tiernan, P., Hannon, A. Design optimisation of biaxial tensile test specimen using finite element analysis. Int J Mater Form 7, 117–123 (2014)
- “ Shape optimisation of a biaxially loaded cruciform specimen”, Makris, A.; Vandenberg, T.; Ramault, C.; Van Hemelrijck, D.; Lamkanfi, E.; Van Paepegem, W.
- Pereira, A.B.; Fernandes, F.A.O.; de Morais, A.B.; Maio, J.; ” Biaxial testing machine: Development and evaluation” (SCOPUS)

13.SITOGRAFIA

- <https://www-engineeringvillage-com.ezproxy.cad.univpm.it/>
- <https://doi-org.ezproxy.cad.univpm.it/10.1007/s12289-012-1105-8>
- <https://www-sciencedirect-com.ezproxy.cad.univpm.it/search?q=shape%20optimisation%20of%20a%20biaxially>
- <https://www.sinergica-soluzioni.it/blog/celle-di-carico-cosa-sono-e-come-funzionano-n113V>
- <https://www.ilborgodellaconoscenza.it/come/come-funzionano-celle-carico.php>
- <https://www.chimica-online.it/download/estensimetro.htm>
- <https://www-scopus-com.ezproxy.cad.univpm.it/>

RINGRAZIAMENTI

Seppur possa sembrare scontato rimarcare il valore che una tesi rappresenti agli occhi di un laureando è invece per me tutt'altro che banale poter dire di aver concluso una piccola tappa di quello che mi auspico possa essere un percorso sempre più stimolante.

Questo testo è il coronamento di tre anni di studio e numerosi sacrifici che hanno contribuito non solo a formarmi dal punto di vista "scolastico" ma in particolar modo a darmi un metodo di approccio per gestire quelle che sono le situazioni reali che trascendono dall'ambiente universitario; il raggiungimento di un traguardo così importante ha richiesto, oltre ai miei, anche gli sforzi delle splendide persone che mi hanno circondato cui volevo dedicare i miei ringraziamenti.

Ringrazio in primis il Professore Marco Rossi che mi ha messo a disposizione la sua professionalità e la sua disponibilità nello svolgimento del tirocinio che mi ha proposto ed il mio compagno e coautore della tesi Gianmarco Di Brandimarte per la sua dedizione.

Un enorme grazie ai miei genitori che più di tutti, oltre il sostegno economico, sono sempre riusciti a darmi un riferimento costante per cui li ritengo artefici di questo risultato tanto quanto me.

Un grazie speciale a mia sorella e la mia ragazza che mi hanno spronato, di anno in anno, a perseverare, dare forza alle mie idee e soprattutto portarle alla luce.

Agli amici di Pianella che da sempre, seppur da lontano, non mi hanno fatto mai mancare una parola di conforto nei momenti di fragilità e che hanno sempre creduto in me, forse anche più.

Per ultimi, ma non per importanza, ringrazio i compagni di università con i quali ho condiviso tutto, gioie e momenti negativi, senza i quali probabilmente questo percorso avrebbe avuto risvolti completamente differenti.

"Non chi comincia ma quel che persevera"

Eros D'Addazio