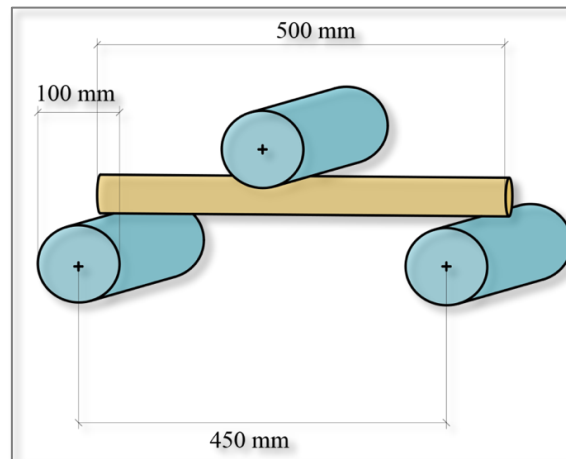


# LEZIONE LABORATORIO 11/05/17

---

## Prima parte: Prova di flessione a tre punti



**Figura 1.1:** Prova di flessione di riferimento, immagine presa dal file del gruppo di mercoledì composto da Amici Emanuele, Cocozza Jacopo, Rampi Rachele

Si riprende dal modello del tubo della settimana scorsa. Ricapitolando, rappresenta un ottavo di due tubi che in parallelo vengono testati con una prova di flessione su tre punti, al fine di avere una fotografia con la quale poi confrontare l'eventuale pannello di composito; in termini di rigidità e di energia assorbita in seguito a uno spostamento pari a 12.7 mm, del punto in cui viene applicato il carico. La volta scorsa si era completata: la geometria, la mesh, le proprietà del materiale elastoplastico ( la prova entra nel campo elastoplastico) e si era caricata sul mentat la curva deformazione plastica-tensione. Questa descrive il comportamento del materiale una volta superato lo snervamento. Sono poi stati applicati i vincoli: di simmetria in mezzeria, vincolo di simmetria in direzione longitudinale, l'appoggio e l'abbassamento della zona centrale. Fase di preparazione del modello completata. Noi quindi imposteremo l'analisi così da lanciare il calcolo.

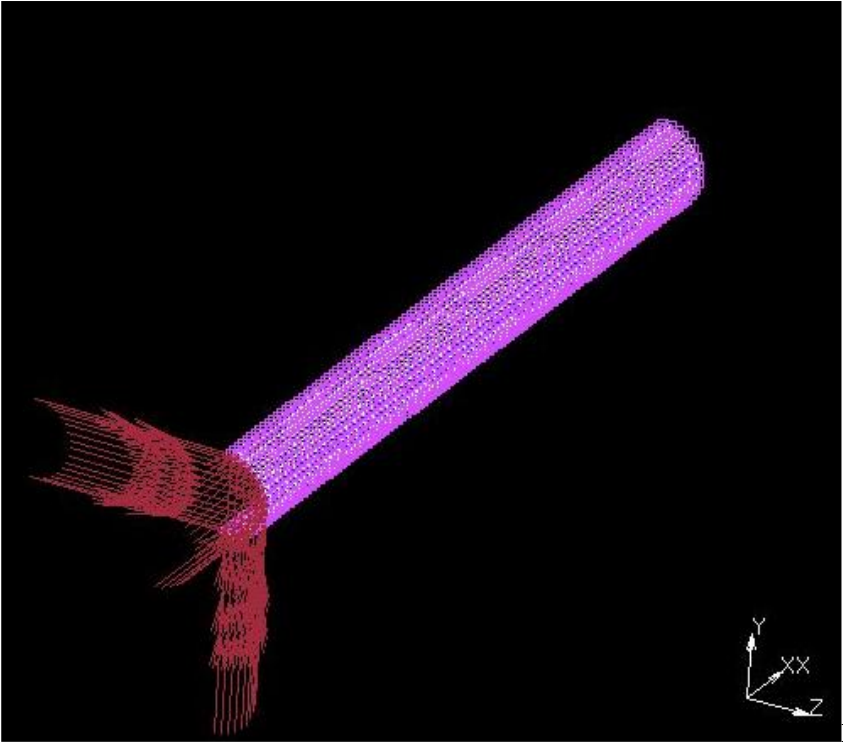


Figura 1.2 Boundary condition piano yz

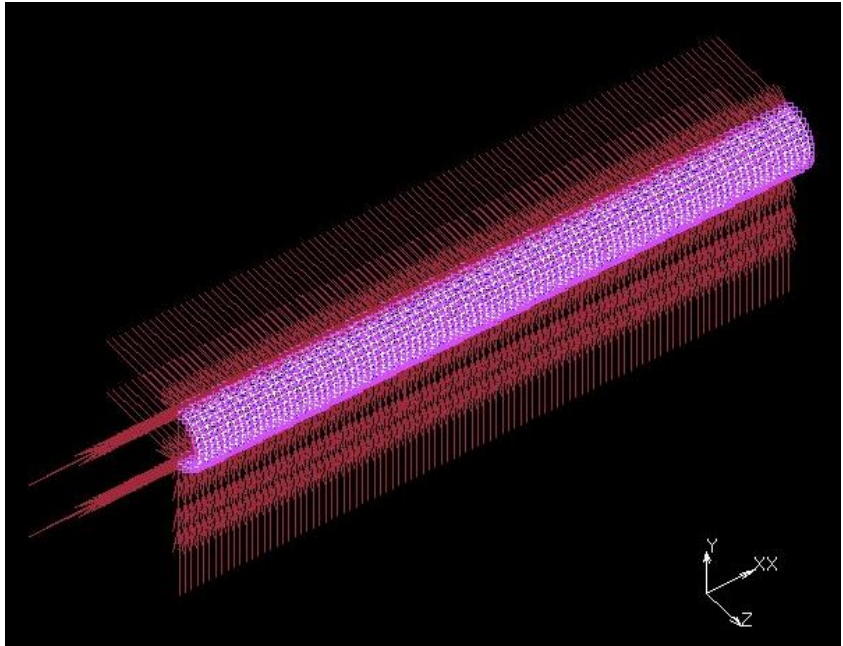


Figura 1.3 Boundary condition piano xy

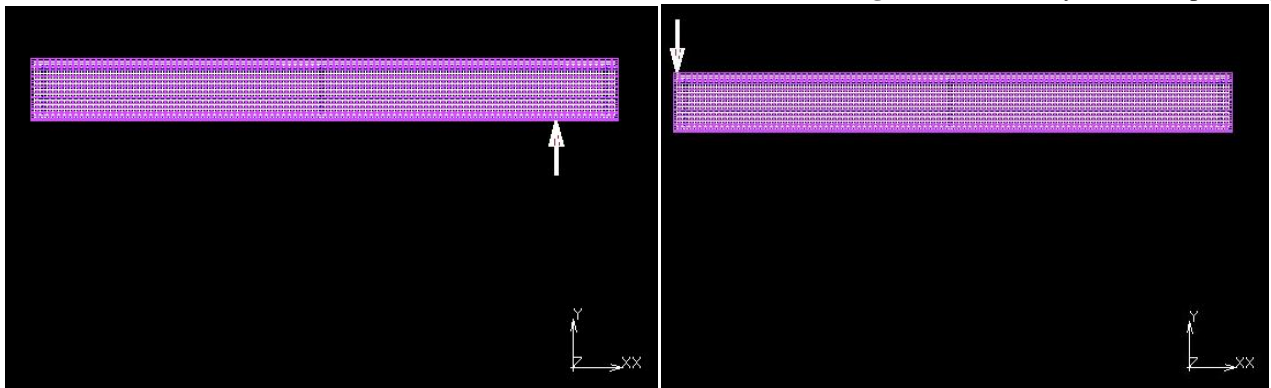


Figura 1.4: Boundary condition relative all'appoggio e al caricamento in mezzeria

## Impostazione del codice di calcolo

Dal **menù principale \_ loadcase \_ new\_static** in cui andiamo a settare le proprietà. Relativi a queste abbiamo i carichi e le condizioni al contorno da caricare. Qui ci sono quelle relative all'analisi allora le lasciamo tutte selezionate. Questo è il primo settaggio di un modello non lineare, in cui la matrice dei coefficienti, che in questo caso è una matrice di rigidezza è dipendente dalla soluzione perchè le caratteristiche del materiale cambiano a seconda del livello di deformazione raggiunto perchè entriamo in campo elastoplastico e non ci muoviamo solo nel tratto elastico. Allora bisognerà andare a settare i parametri che gestiscono il solutore non lineare che in questo caso è raphson.

Apriamo il menù **solution control** che ci permette di gestire effettivamente i parametri principali che guidano il risolutore . Non si guarda tutte le impostazioni spesso quelle di default sono sufficienti a garantire al solutore di raggiungere la convergenza. Di default si utilizza un'architettura di full newton raphson, quello più completo che aggiorna la matrice dei coefficienti a ogni iterazione. Allora unico parametro che è consigliabile modificare è il **numero di ricicli massimo** che di default è impostato a dieci, spesso è poco. Quindi noi impostiamo a 25. Questo parametro si modifica perchè il solutore, dato il metodo utilizzato, ha la necessità di aggiornare la matrice dei coefficienti ad ogni iterazione e trovare una nuova soluzione fino a quando non si arriva a convergenza. Se consideriamo il nostro caso, il solutore partirà con il tubo scarico dove le deformazioni plastiche sono nulle allora il materiale lavora in campo elastico e assembla la matrice di rigidezza pescando le caratteristiche del materiale in questo campo. Come visto a lezione la matrice di rigidezza contiene una matrice B nella quale troviamo le coordinate nodali o meglio la differenza delle coordinate nodali degli elementi, che è l'operatore differenziale necessario per ricavare gli spostamenti; e la matrice D che contiene le proprietà del materiale. Rigidezza funzione della geometria e del materiale. Quindi il risolutore assembla per la prima volta la matrice K, imposta il problema  $F=K X$ ; inverte K e trova la soluzione. Una volta trovata questa prima soluzione calcola gli spostamenti e le deformazioni derivandole e guarda se con queste deformazioni il materiale è ancora elastico. Se è elastico la matrice D del materiale rimane la stessa se è elastoplastico cambia. Allora modifica i termini di D; riassembla la matrice di rigidezza e trovare una nuova soluzione. Con la nuova deformata ricalcola la matrice di rigidezza. Questo fino a quando è soddisfatto il criterio di convergenza che noi gli imponiamo. Questi ricicli sono il numero di volte che lui può aggiornare i coefficienti prima di arrivare a soluzione. Noi gli diamo la possibilità di trovare 25 di soluzioni della matrice fino a quando la soluzione al passo n non è uguale alla soluzione al passo n-1 a meno della convergenza imposta. Se il solutore non è in grado di convergere in 25 step allora forse è sbagliato qualcosa a monte o il modello sta addirittura divergendo. Dieci a volte sono pochi nel senso che può esserci una non linearità tale da richiedere molti ricicli. Dopo i 25 step non si ferma, fa un cutback cioè dimezza il carico e riprova fino a un numero massimo di cutback che solitamente sono dieci. Ci riprova fino a che dimezzato a 1/10 del carico non ce la fa più.

Subito sotto **criterio di convergenza convergenstesting \_** Questo può essere impostato sia sui residui che sugli spostamenti in questo caso si dovrebbe riuscire a convergere sugli spostamenti mettendo una tolleranza relativa del 1 % . In questo modo lui si ferma a quando la soluzione al

passo n differisce dalla soluzione al passo n-1 a meno dell'1%. In questo modo la soluzione al problema non lineare è impostata.

Confermiamo e passiamo al numero di **step** lasciamo 50 perchè questa volta il modello è non lineare e la matrice di rigidezza cambia a seconda di quanto si stia deformando la struttura. Ed è quindi utile al solutore che io non applichi direttamente tutti i 12.7 mm di abbassamento, passando da una configurazione elastica a una macroscopicamente plasticizzata. Il solutore abbassa poco alla volta in maniera tale che la matrice di rigidezza cambia gradualmente e gli facilito la convergenza. Gli dò il carico non in un solo step ma in un numero crescente in tale caso 50. Più step mettiamo più tempo ci vuole ad arrivare a soluzione ma più facile è che ad ogni step converga. Quando il modello è lineare questo parametro va messo pari a 1 non ha senso mettere un numero diverso. Confermiamo e i loadcase sono impostati

Andiamo su **jobs \_ new\_ structural\_properties\_** carichiamo il **loadcase1**; controlliamo gli **initial loadse** gli lasciamo tutti selezionati. In un modello non lineare si preferisce avere lo step iniziale con il modello perfettamente scarico, quindi dagli initial loads si tolgono i carichi e si lasciano solo i vincoli che rendono la struttura non labile. Allora in questo caso possiamo togliere i **displacement Y**. Non sarebbe necessario perchè lo spostamento Y lo abbiamo impostato precedentemente con una tabella lineare, che cresce linearmente tra 0 e 1. Quindi allo spostamento 0 non carichiamo nulla. Quindi si può togliere o lasciare non cambia nulla. Per il resto non cambiamo nulla e carichiamo solo i risultati. Andiamo su **jobs results**carichiamo: **stress, totalstrain, elasticstrain, plasticstrain**(dato che nostro modello è elastoplastico dobbiamo caricare sia deformazioni elastiche sia totali sia quota parte plastica). Per i valori scalari: una grandezza equivalente di tensione **vonmises, total equivalent plastic strain**è una deformazione plastica equivalente che ci dà un'idea di dove si concentrano le plasticizzazioni massime. Ora guardiamo dove le plotta non possiamo lasciare default perchè altrimenti le scrive solo sul layer intermedio che è quello meno significativo dal punto di vista dei risultati perchè si trova nell'intorno dell'asse neutro. Carichiamo quello relativo alle shell cioè **out e mid**. In questo modo posso leggere le tensioni massime che si trovano sul layer esterni. Bisogna sempre impostarli altrimenti il solutore calcola solo gli spostamenti e le reazioni vincolari.

Ora impostiamo il tipo di elemento:**elementtype\_shell\_membrane**\_nostro elemento shell con spessore avevamo impostato 1.6mm **\_thickshell\_**elemento base **quad 4** e dalla matrice si evince che il tipo di elemento da applicare è l'elemento **75**. Se non l'avessimo fatto il mentat applica di default il primo elemento che trova nell'elenco che corrisponde a quella classe. Clicchiamo su 75 lui ci chiederà a chi lo vogliamo applicare clicchiamo **allexist**.

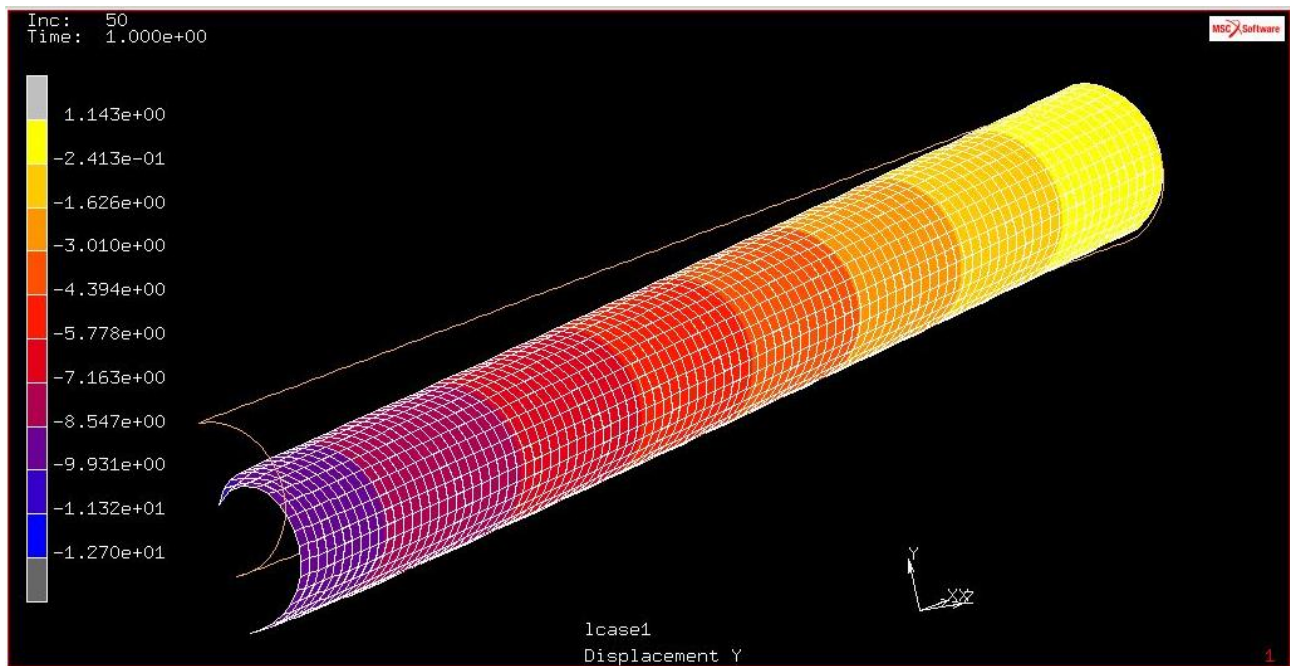
Possiamo lanciare prima **check**, ci da 0 errori. **Renumber** all che è bene fare in maniera tale da pulire eventuali buchi di numerazione

**run\_save model** (salvare sempre altrimenti si perdi il modello)\_ **submit**vediamo che fa pochi step ciò vuol dire che il modello non è fortemente non lineare.

### **File di post-processing: risultati**

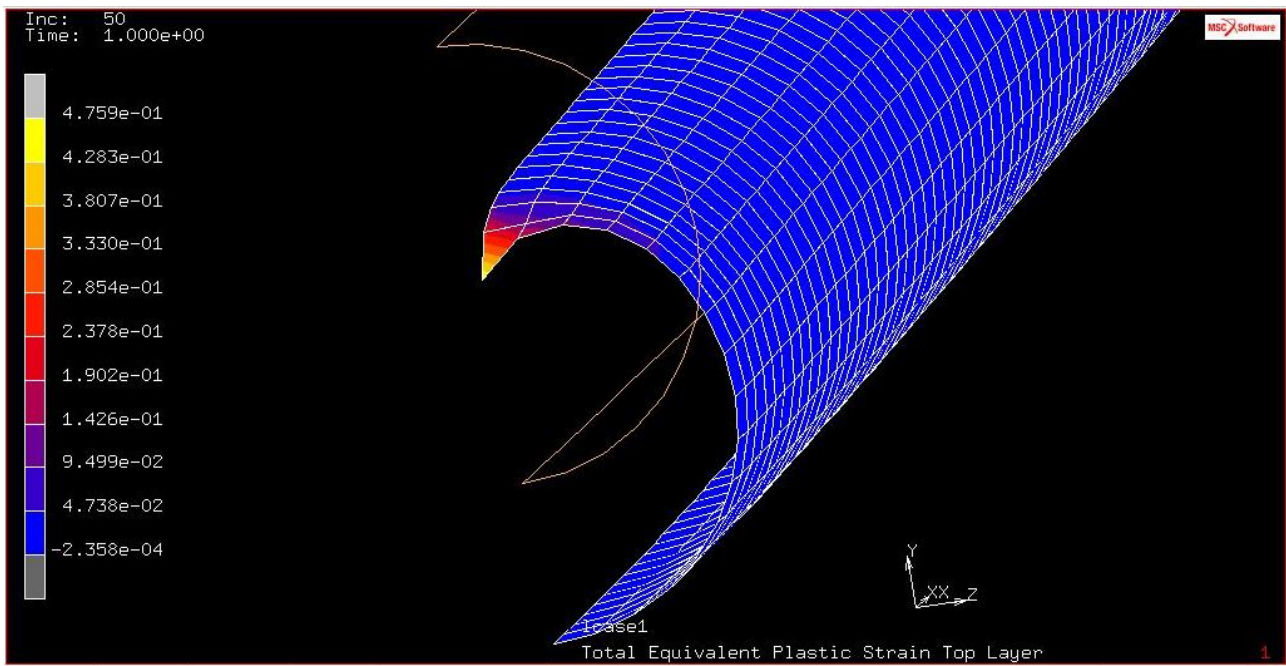
Ora apriamo il file dei risultati **Open post resulte** guardiamo la deformata; prendiamo su scalar **Displacement Y \_ contourbands\_** siamo all'istante zero allora non vediamo nulla clicchiamo su

last visualizzando così la soluzione all'istante finale. **deformed & original** Vediamo che c'è una macroscopica inflessione del tubo, guardando in dettaglio vediamo che c'è un abbassamento anomalo e significativo del nodo in cui è stata applicato l'abbassamento.



**Figura 1.5:** Deformata e andamento dello spostamento y

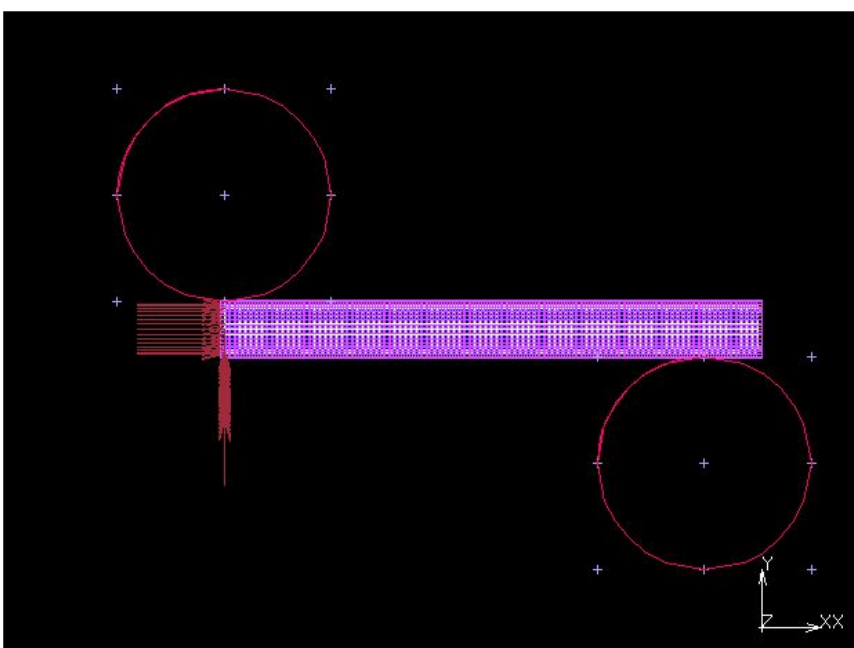
Significa che l'impostazione che noi abbiamo dato al modello non è corretta o meglio non rappresenta quello che si voleva fare. In realtà questa è una prova di un ottavo di tubo (perchè due volte simmetrico) caricato con una prova di flessione su tre punti. Nella realtà la prova non avviene con degli appoggi puntiformi ma da regolamento gli appoggi devono essere dei cilindri di diametro 100 mm. Quando la struttura è scarica ci sono due cilindri a contatto tra loro e il punto di contatto è effettivamente un punto. La prova fatta allora risulta essere un tubo elastoplastico appoggiato su due spilli e caricato da uno spillo al centro. Allora localmente nelle zone di contatto plasticizza e si crea un'indentazione locale nel tubo. Di conseguenza alla deformata globale che è più o meno corretta si somma una deformata locale plastica nel punto in cui andiamo ad applicare il carico. Allora postprocessando questi risultati si otterrebbe una curva di deformazione non corretta perchè non descrive la corretta inflessione del tubo ma descrive una somma tra la flessione globale e questo cedimento locale che altera la soluzione. Nella realtà il cilindro spalma il carico man mano su un'area crescente. Allora non si post-processa questi risultati, non sono utili per quel che vogliamo cioè una curva forza-deformazione legata alla prova di flessione. Si vede questo risultato sbagliato andando su **scalar\_total equivalent plastic strain top layer** \_ dove si può vedere tutta la deformazione plastica molto elevata in quella zona.



**Figura 1.6:** Deformazione plastica punzonata dal carico

## Modifica del modello

Si imposta un problema di contatto inserendo i vari cilindri, allora si chiude il file dei risultati close introducendo tale problema aggiungiamo un'ulteriore non linearità. Non abbiamo più un solo nodo coinvolto nell'abbassamento ma una serie di nodi intorno a quello dovuto alla deformazione del tubo. Anche la matrice di rigidezza cambierà. Nel nostro caso impostiamo un problema di contatto un po' semplificato nel senso che i cilindri da regolamento dovrebbero essere tre cilindri pieni, quindi la loro deformabilità è sostanzialmente nulla se paragonata con quella del tubo. Si possono così considerare infinitamente rigidi permettendoci così di impostare solo la geometria senza mesharli.



**Figura 1.7:** Modello con cilindri

Disegniamo due cilindri che corrispondono uno all'appoggio e uno all'abbassamento della traversa. **Mesh generation**\_creiamo prima i centri **\_point\_add**\_coordinate del primo (0, 25/2+100/2, 0); secondo (0, 450/2-62.7, 0)

Disegniamo ora le circonferenze e poi le estrudiamo. **Curve type\_circle**\_inserita come centro e raggio. Indietro **curve\_add**\_selezioniamo i centri e come raggio inseriamo 50, ripetiamo l'operazione anche per l'altro. Estrudiamole **expand**\_selezioniamo la *direzione z 100mm* **\_curve\_selezioniamo i cilindri\_end list** o tasto destro. A livello geometrico siamo apposto dobbiamo ora dire che i due cilindri sono a contatto con il tubo.

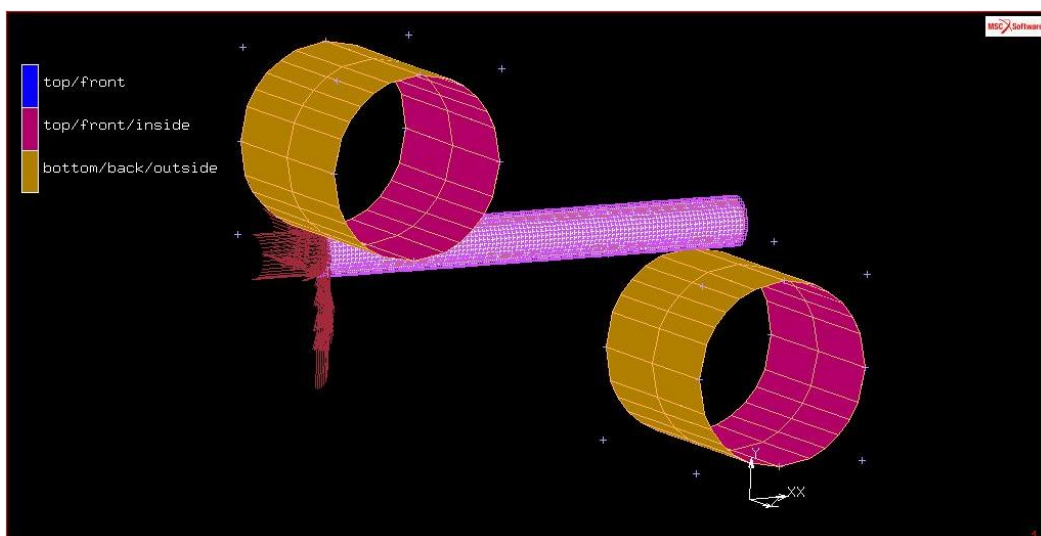
Main menu **\_contact\_contact bodies\_new**\_primo corpo a contatto il tubo allora **mesh deformable**\_chiamiamo tubo **\_element\_add\_exist 1600 elementi**. Ora i due cilindri **new\_geometric**\_chiamiamo *cilindro fisso* **\_surface\_add\_selezioniamo quello sotto**. **New\_geometric\_cilindro mobile\_surface\_add\_selezioniamo cilindro superiore**. **Identify contact** li possiamo vedere.

L'unico di cui modifichiamo le proprietà è il cilindro mobile che si deve spostare verso il basso di 12.7 mm. Si va su cilindro mobile **\_properties\_body control \_ position \_ parameters\_position Y\_** scriviamo -12.7. A tale valore ci deve andare con una determinata legge che avevamo già impostato allora la impostiamo. **Table\_table2** di fianco al valore. Confermiamo tutto e così i corpi di contatto sono impostati.

Ora bisogna definire come questi corpi vanno a contatto tra di loro. Contact vediamo attivato **contactinteractions** che serve per gestire la modalità con cui i due corpi vanno a contatto **\_ new\_meshedvsgeometric\_properties\_** impostiamo prima il tipo di contatto; in genere i solutori gestiscono due tipi di contatto quelli monolatero che è il più fisico possibile un esempio può essere una bottiglia appoggiata su un tavolo che per il mentat è touching. Seconda opzione contatto gloud che è un bilatero cioè in cui i componenti sono incollati. Nel nostro caso è di tipo **touching**\_ altro parametro da impostare è la **distancetolerance\_** che ci definisce se i due corpi si toccano oppure no cioè se due componenti sono più vicini di un certo valore allora comincia a farli interagire se sono sufficientemente distanti al di fuori di tale tolleranza non c'è iterazione. Questa distanza però vuole calcolata cioè bisognerebbe prendere tutti i punti esterni di un corpo calcolarne la normale alla superficie dell'altro corpo e vedere quanto vale tale normale. Quindi dovrei definire chi è il corpo su cui identifico i nodi di partenza e chi è il corpo su cui vado a identificare le superfici rispetto alle quali proiettare la normale. Però dato che i corpi sono discreti, cioè sono meshati con un numero finito di punti e un numero finito di facce, si capisce che se la mesh non è identica è differente la distanza se si parte dai nodi del primo e si fa partire la normale sui nodi del secondo e viceversa. In più c'è un problema di definizione di geometria perchè per il primo corpo è fatto in modo tale che i nodi rappresentano proprio la geometria ma per il secondo il cilindro no perchè si perde l'informazione che è un cilindro diventa una spezzata, a seconda del numero di elementi diventa sempre più simile a questo ma non lo sarà mai. Di conseguenza calcolo la normale non fra il nodo di un corpo e l'eventuale superficie cilindrica ma fra nodo e la spezzata, allora introduco un errore sulla descrizione della distanza. Possiamo capirlo meglio questo problema pensando a quando abbiamo un problema di contatto tra spinotto e forcilla dove data la meshatura dei due corpi comporta un comportamento diverso nella zona di interfaccia. Infatti se i due corpi hanno una mesh identica il problema diventa di contatto tra i due corpi e il solutore riesce a trovare una normale e

calcolare ciò che serve, ma se la mesh dello spinotto è anche solo ruotata di mezzo passo lasciando invariato tutti i restanti parametri il solutore vede un problema di contatto di interferenza dando così una soluzione diversa non corretta per quello che serve. Questo problema non c'è sempre per un contatto piano su piano o contatti non conformi per esempio cilindro su piano o sfera su un piano cilindro su cilindro o sfera su sfera, resta solo il problema legata al fatto che la normale è proiettata su una spezzata. Invece per contatti conformi esempio cilindro dentro un foro o sfera in cavità sferica ho questi problema. Per risolverlo bisogna descrivere il componente non come discreto cioè come somma di facce che derivano dalla meshatura ma bisogna ricostruirsi una geometria morbida che sia più possibile simile a quella di partenza. Tutti i codici hanno la possibilità di fare una descrizione analitica della superficie di contatto di fatto è come prendere un lenzuolo e appoggiarlo sui nodi della superficie esterna del corpo calcolando una normale rispetto al lenzuolo. Quindi ricostruisce una geometria simile che ci permette di risolvere il problema. Per il nostro caso non c'è questo problema di descrivere questa superficie analitica perchè è un problema di contatto non conforme cilindro su cilindro e in più un corpo è proprio descritto da una geometria e non è meshato e di conseguenza la distance tolerance è calcolata esattamente. Allora definiamo la distance tolerance 0.01.

Impostata la contact interaction passiamo all'attivazione della contact table per definire chi sta interagendo con chi. **New\_proprietis** clicco su 1 su 2 attivo il contatto tubo con cilindro fisso \_ modalità di iterazione quella che ho definito prima. Analogamente \_ 1 su 3 e attivo il contatto tubo con cilindro mobile\_ con sempre la contact interaction di prima. Con fermiamo e il problema di contatto è impostato. Prima di mandare in soluzione controlliamo nel menu **contact\_contact bodies\_identify backfaces** cosa importante da fare quando c'è un corpo rigido. Noi abbiamo disegnato una superficie esterna che deve essere opportunamente orientata cosa che il marc fa con colori. Violetto interno, ocra esterno. Nel nostro caso sono girate al contrario allora per sistemarle: **flipsurfaces**\_ selezioniamo le superfici\_tasto destro. Se non lo si faceva il calcolo non andava a buon fine perchè la superficie non era identificativa di un cilindro ma rappresentava più una lastra infinita con un foro.



**Figura 1.8** nuova geometria con i cilindri fisso e mobile con le superfici girate in maniera corretta



Cancelliamo il vincolo e lo spostamento: **boundary condition**\_si cerca il vincolo che non serve con **next** e rimuoviamo il *vincolo in y* con **rem**. Analogamente con lo *spostamento in Y*. Con **id boundary condition** vediamo che rimangono solo le due simmetrie.

Prima di lanciare il calcolo revisioniamo il loadcases e il jobs.

**Loadcases\_properties\_contact\_table\_table 1**. Il resto lasciamo invariato.

**Jobs\_properties\_contact\_control\_initial contact**\_carichiamo **contact table 1**. Anche al tempo zero il solutore deve vedere il contatto.

Lanciamo il calcolo: **check\_renumb\_savemodel\_run\_submit**. Vediamo che ci ha messo più tempo perchè ha dovuto gestire la non linearità del materiale e la non linearità del contatto.

Apriamo il file dei risultati, guardiamo **displacement y\_contour band**\_andiamo all'incremento 50 dove vediamo un risultato più fisico rispetto prima. Non c'è più un abbassamento concentrato sull'unico nodo su cui era applicato il carico ma si vede un'inflessione di tutto il tubo e una deformata della zona a contatto con il cilindro spalmata su vari nodi.

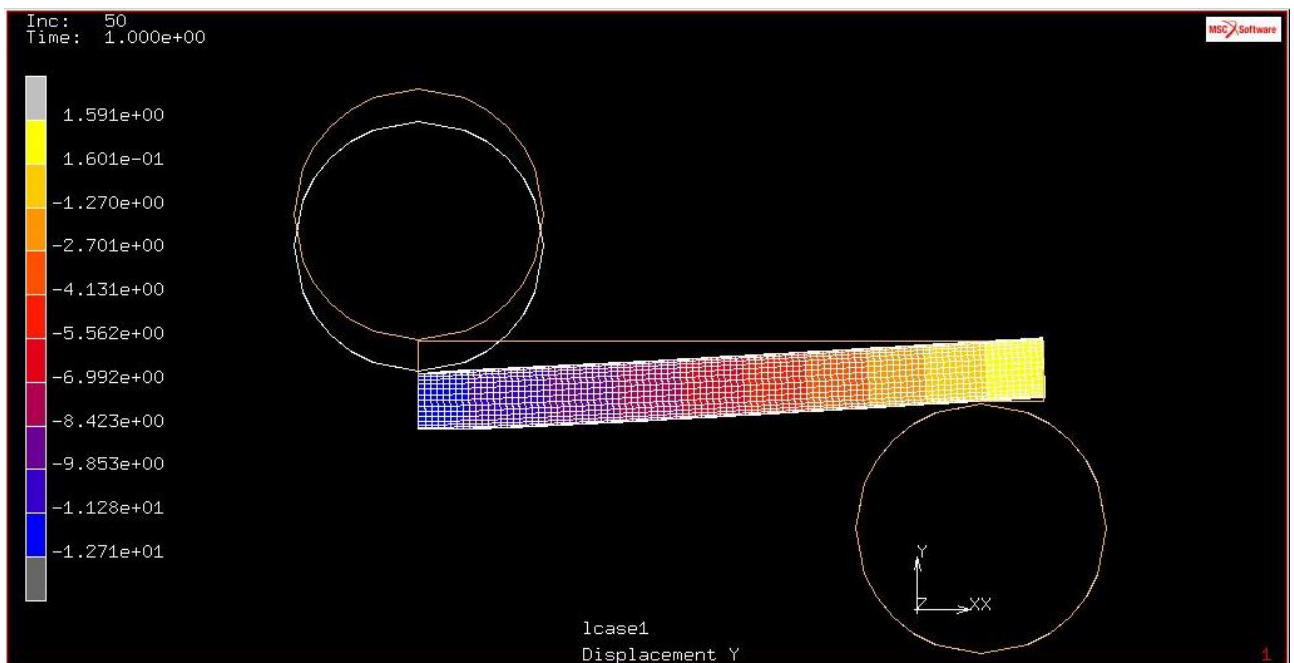
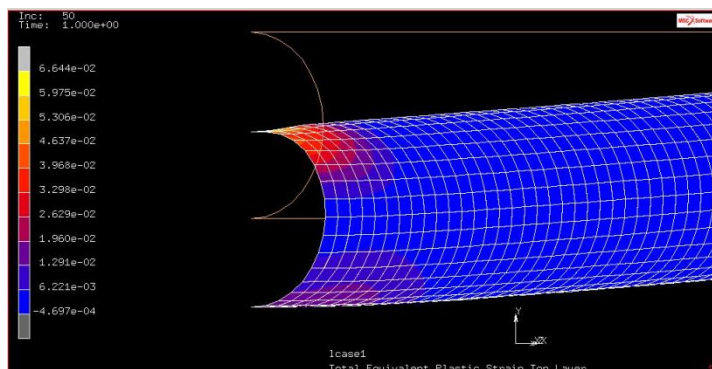


Figura 1.9 foglio dei risultati, caricamento fisicamente più reale

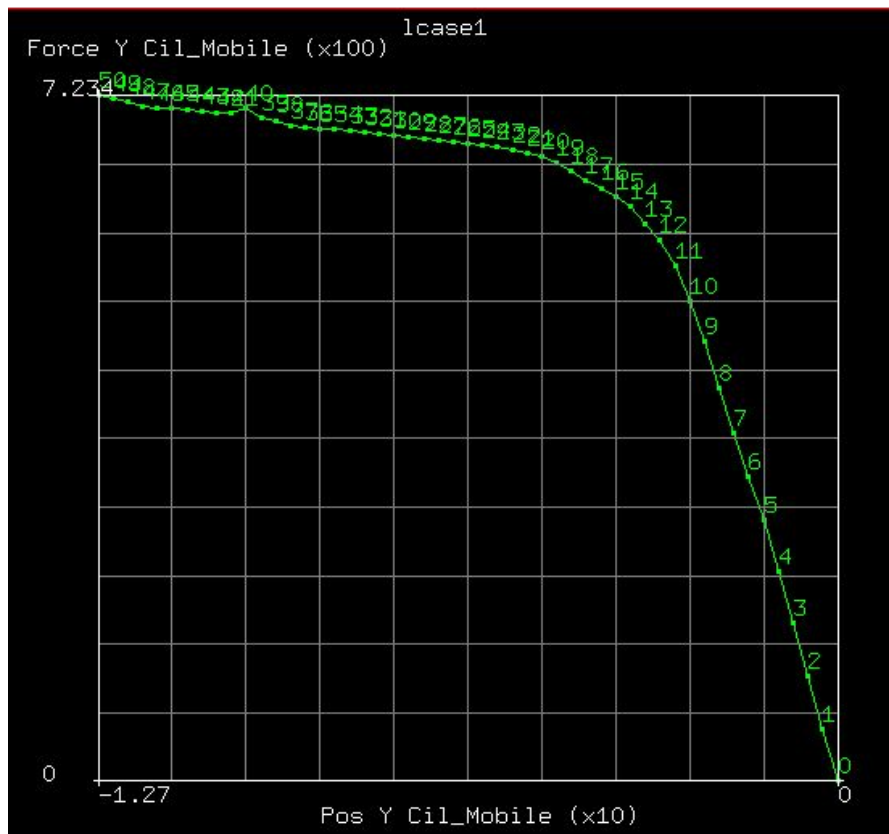
Plottando la **totalequivalentplasticstrain top layer**\_ si vede che non è concentrata come prima e i tubo nella zona centrale dove c'è il momento flettente massimo plasticizza.



**Figura1.10** foglio dei risultati equivalet plasticstrain top layer

Per vedere i nodi interessati dal contatto **scalar\_contact status\_** vediamo quali sono i nodi contatto. Scorrendo i vari istanti del contatto si vede proprio come si è sviluppato questo nel tempo.

Possiamo ora valutare la curva della prova plottando la curva di abbassamento che fornisce le informazioni sulla rigidezza del tubo in campo elastoplastico. **History plot\_** noi vogliamo monitorare la risposta che riceve il cilindro mobile dal tubo man mano che si abbassa. Carico tutti i 50 incrementi **all ink\_add curves\_global\_ sull'asse delle x** mettiamo la *posizione y del cilindro mobile* e sull'asse delle y mettiamo *la forza y del cilindro mobile \_ fit per visualizzarla.*



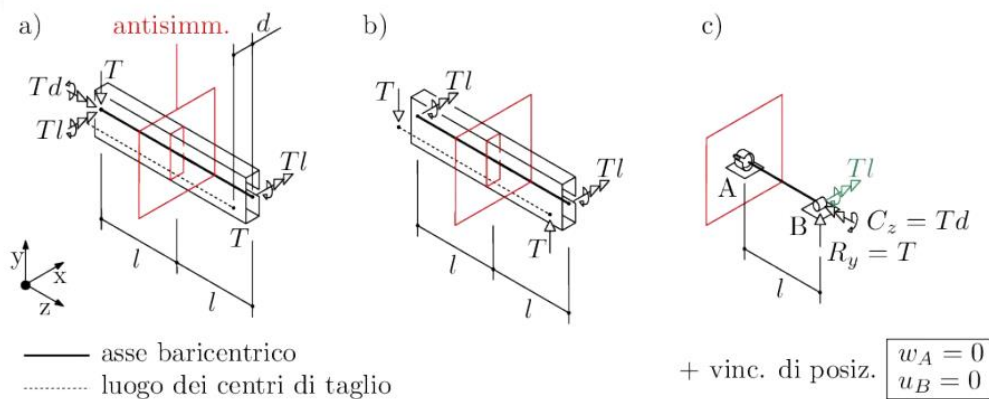
**Figura 1.11** Diagramma forza posizione del cilindro mobile

Nella curva vediamo un primo tratto elastico poi man mano che il cilindro si abbassa il tubo comincia a plasticizzare e la sua risposta si appiattisce. Questa curva rappresenta la risposta di un ottavo del problema e quindi moltiplicandola per otto abbiamo simulato la prova dei due tubi caricati a flessione su tre punti, con un informazione relativa alla rigidezza, che è nel primo tratto, esiamo poi anche in grado di stimare l'energia assorbita da questi tubi facendo l'integrale di questa curva.

## Seconda parte: Profilato a C a torsione

Riprendiamo dal wiki il file del profilato a torsione per verificare la rigidezza a torsione del profilato con sezione a C quasi chiuso, ovvero con un piccolo taglio di un decimo di millimetro su uno dei lati lunghi.

analisi\_centro\_di\_taglio.png



**Figura2.1** Sollecitazione a torsione con rotazioni imposte

Andiamo a confrontare la rigidezza torsionale della sezione aperta con la rigidezza torsionale dello stesso profilato con sezione chiusa da un cordone di saldatura e andiamo anche a confrontare i risultati ottenuti dallo stesso profilato con i terminali liberi di deformarsi con spostamenti fuori dal piano di sezione (warping), come previsto dalla teoria dei De Saint Venant, oppure nell'ipotesi più realistica che i terminali non possano deformarsi in questo modo, ad esempio con i terminali saldati ad un altro corpo abbastanza massiccio, e vedere se queste saldature influiscono sulla rigidezza del profilato.

Quindi andremo a verificare 4 versioni del profilato

- Sez. aperta con warping libero
- Sez. aperta con warping impedito
- Sez. chiusa warping libero
- Sez. chiusa warping impedito

Elaboreremo i passaggi in un foglio di calcolo scaricabile dal link:

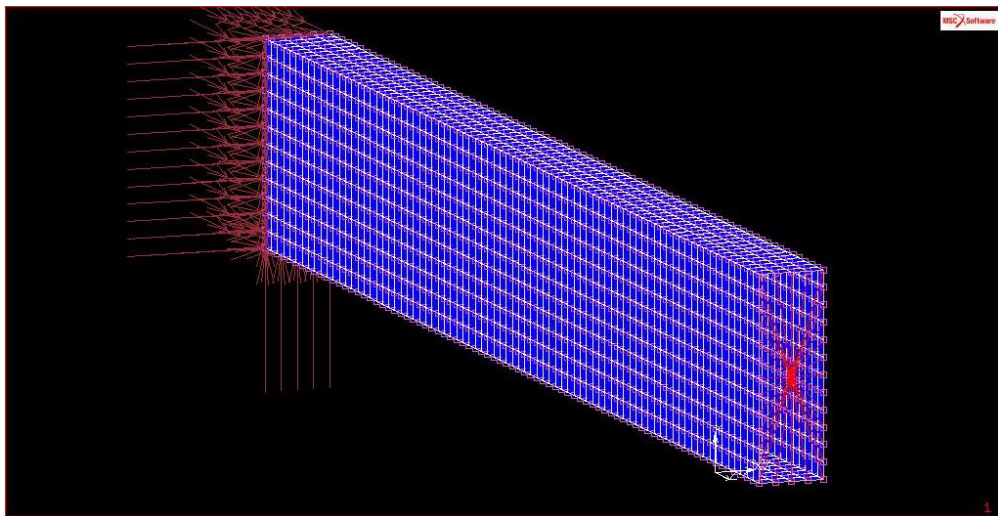
<https://box.ing.unimo.it/owncloud/index.php/s/84zpOneOTvG48uF?path=%2F10800>

Utilizziamo i modelli di varie lunghezze per verificare la dipendenza della rigidezza torsionale dalla lunghezza del profilato, in particolare utilizziamo il profilato con lunghezza 800mm.

Per portare il modello a torsione possiamo imporre due coppie uguali e opposte agli estremi oppure imporre due rotazioni uguali e opposte ( $\theta_z$  ad un estremo e  $-\theta_z$  all'altro estremo) che porteranno ad

una rotazione differenziale di  $2\theta_z$  da un estremo all'altro. Scegliamo il secondo metodo, ovvero imponiamo le rotazioni e leggiamo la risposta della struttura in termini di reazioni vincolari.

Andando a vedere i vincoli imposti alla struttura e vediamo che l'unico vincolo necessario è quello di antisimmetria, anche se lascia liberi alcuni moti di corpo rigido ma che in questo caso non sono interessati dalla sollecitazione in esame. Imponiamo dei vincoli che non interessano il problema di base al fine di bloccare i moti di corpo rigido che non sono stati bloccati dal vincolo di antisimmetria, sulla nostra struttura sono libere le rotazioni X e Y intorno al punto A che possono essere bloccate inserendo in B un vincolo che impedisca queste due rotazioni bloccando gli spostamenti X e Y del punto B, rimane la traslazione Z e la blocco imponendo una traslazione Z nulla in un punto della sezione A. Se questi moti di corpo rigido non fossero bloccati la struttura avrebbe  $\infty^3$  soluzioni al mio problema elastico, una deformativa più  $\infty^3$  dovute ai moti di corpo rigido. La soluzione invece deve essere univoca altrimenti il sistema lineare che me la restituisce è singolare, ovvero la matrice non ha rango massimo e determinante nullo e il solutore non risolve il problema. Per questo dobbiamo imporre due vincoli di posizionamento, che non fanno parte del problema, per ottenere una soluzione univoca. Una volta imposta la posizione di B in x e y, ovvero avendo bloccato le rotazioni Ax e Ay, resta solo da bloccare la traslazione di A in z che possiamo bloccare imponendo la posizione di A ad un valore Z. I vincoli di posizionamento devono garantire delle reazioni vincolari nulle.



**Figura 2.2** Come si apre il profilo, sezione A quella vincolata con RBE2 sezione B l'opposta

A questo punto scarico il modello dal link indicato precedentemente. La mesh è già preparata, il profilato sarà costituito da una piastra di spessore 2mm e il materiale è un alluminio, l'unica cosa da notare è la sezione aperta che nel caso di sezione chiusa non deve esserci. Per chiudere il taglio dobbiamo fare lo sweep dei nodi, se non viene fatto lo sweep dei nodi rimarrà un taglio di spessore nullo. Quindi salviamo un nuovo file:

**FILE->SAVE AS->torsione\_profilato\_10800\_sezaperta\_warplibero\_bertocchi**

## Modifica del modello esistente

In questo modo il file precedente non verrà modificato e può essere recuperato.

Ora procediamo alla chiusura della sezione:

**MESH GENERATION->MOVE** questo permette di spostare i nodi di fattori indipendenti in x,y e z con centro di scalatura nell'origine degli assi. Impongo un fattore di 1 per x, 0 per y e 1 per z e applico questa modifica ai nodi dell'apertura della sezione, quindi i nodi vengono portati a coincidere, non facciamo lo sweep per far sì che la sezione si aprta, come se ci fosse una cricca di spessore infinitesimo al posto del taglio che avevamo precedentemente.

## Sezione aperta warping libero

Verifico l'RBE2 terminale nel menù links e vedo che i nodi della sezione terminale hanno sono tutti dipendenti dal moto di corpo rigido, ovvero le 3 traslazioni e le 3 rotazioni sono bloccate, quindi l'intera sezione si muove di corpo rigido rispetto al vincolo che abbiamo inserito al centro della sezione. Questo va bene se voglio studiare il profilato con warping impedito, ma dato che stiamo studiando la risposta della struttura con warping libero devo liberare la traslazione in Z e le rotazioni X e Y. Adesso il moto di questo RBE2 è totalmente disaccoppiato dal moto del corpo deformabile e di questo ne dobbiamo tener conto nel definire le boundarycondition.

Nelle boundarycondition c'è la condizione taglio\_1N e va modificata in posiz\_rot\_xy, cambio type in structural e fixeddisplacement, in particolare nelle properties indichiamo uno spostamento in x nullo e uno spostamento in y nullo e lo applichiamo ad un solo nodo in modo da bloccare 2 gradi di libertà. Creo una nuova boundarycondition di tipo strutturale, fixeddisplacement e la chiamo posiz\_trasl\_z, e impongo uno spostamento in z nullo ad un punto interno totalmente arbitrario della struttura, per esempio lo applico nel punto di mezzeria del lato della sezione non tagliata.

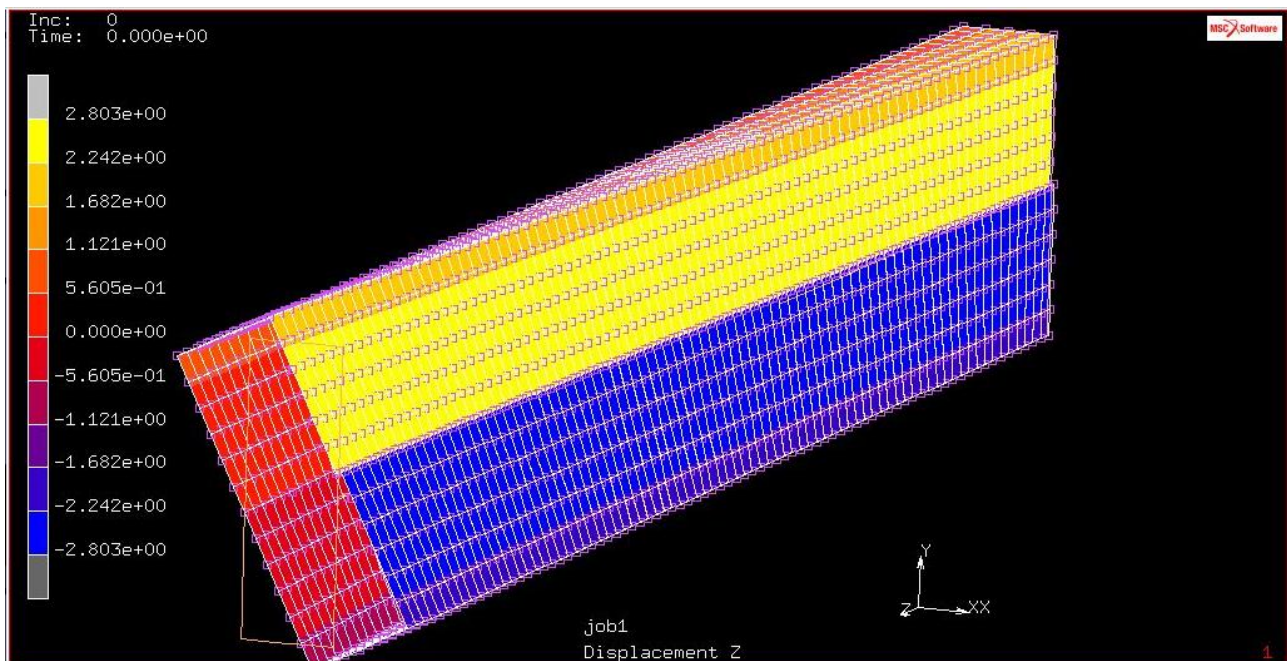
Creo una nuova boundarycondition di tipo strutturale, sempre fixeddisplacement e la chiamo posiz\_rbe2\_traslz\_rotbx\_rotby\_sedisaccoppiata, nel caso in cui l'RBE2 non fosse ben posizionato attivo questa condizione e impongo che il nodo di controllo dell'RBE2 non abbia traslazione in z, e rotazioni intorno a x e y. Per verificare se questi vincoli sono ridondanti posso effettuare il calcolo attivando o meno questa condizione e vedere la differenza nei risultati.

Ora l'unica cosa che manca è la sollecitazione, quindi creo una nuova boundarycondition di tipo strutturale, fixeddisplacement chiamata rotazione\_z\_imposta al terminale, le proprietà saranno una rotazione in z di 0.5 rad e applico questa condizione al nodo di controllo.

A questo punto si può lanciare il calcolo, dal menù jobs creo un nuovo job, strutturale, nelle proprietà nei carichi iniziali attivo tutte le condizioni presenti. Come output: stress in preferredsystem ai mid&outlayers, equivalent von mises stress solo al valore massimo, first elementorientationvector e secondelementorientationvector per conoscere l'orientazione del materiale, a livello nodale chiediamo spostamenti e rotazioni, reaction force, reaction moment, tying force e tying moment che rappresentano le reazioni dei vincoli interni. Facciamo partire il calcolo e

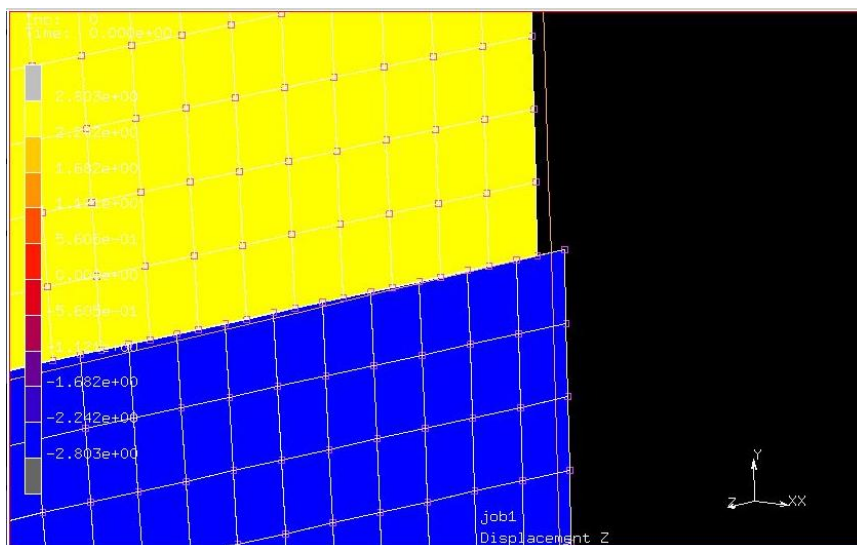
vediamo il singularity ratio, che rappresenta l'inverso del numero di malcondizionamento. Una matrice è singolare quando il numero di malcondizionamento è elevato, ovvero quando il singularity ratio è quasi nullo. In Marc diventano problematici singularity ratio ha valori da  $10^{-11}$  in giù. Nel nostro caso il singularity ratio è  $10^{-4}$ .

Dai risultati metto a confronto la deformata e l'indeformata e vedo la rotazione imposta di 0.5 rad. Seleziono idisplacement in z e vedo una discontinuità di spostamento nella sezione del taglio,



**Figura 2.3** Foglio dei risultati displacement Z discontinuità nella sezione con il taglio

ovvero i due lembi scorrono l'uno sull'altro in z provocando quindi l'ingobbamento (warping). Tra l'altro vedo che lo scorrimento è uniforme in tutta la trave.



**Figura 2.4** Ingrandimento per far mostrare l'ingobbamento e lo scorrimento relativo tra i lembi

Ora si devono controllare i vincoli di posizionamento e verificare che le reazioni vincolari siano tutte nulle. Per farlo seleziono la reazione vincolare che mi interessa e seleziono la visualizzazione numerics e vedo l'ordine di grandezza.

La grandezza di interesse in questa analisi è il momento di reazione vincolare in z al punto in cui ho imposto la rotazione. Vado in reaction moment z, seleziono symbols e controllo che la reazione non nulla sia dove ho imposto la rotazione, vado in numerics e verifico che ci sono 13947.9 Nmm di reazione vincolare e li inseriamo nel foglio di calcolo per ricavare la rigidezza torsionale del mio profilato.

La semi-lunghezza nel foglio di calcolo è impostata a 800 mm, nel caso si faccia un esercizio con un profilato di lunghezza diversa basta cambiare quel valore. La reazione letta dal FEM lo copio nella cella associata al profilato con sez. aperta e warping libero e il foglio di calcolo mi restituisce direttamente la rigidezza della sezione e viene  $828.9 \text{ mm}^4$ . Di fianco c'è il valore teorico ottenuto con la teoria della trave in parete sottile, che è 832, per confronto quindi scrivo il rapporto tra i 2 valori (FEM/teorico) meno 1 ed è dell'ordine del  $4 \cdot 1000$ . Il risultato ottenuto è molto vicino a quello teorico e questo mi rassicura della bontà del calcolo fatto.

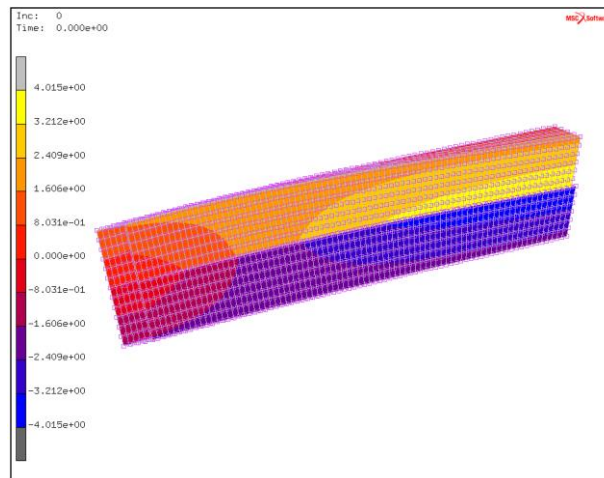
<b>Dimensioni profilato</b>			
altezza, superficie media	h	118	cella di input
larghezza, superficie media	b	38	
spessore	s	2	
semilunghezza trave modellata	l	800 mm	
<b>Proprietà materiale</b>			
modulo di rigidezza a taglio del materiale	G	26923,0769 MPa	
<b>Carichi e spostamenti imposti</b>			
rotazione e controrotazione imposte ai terminali	theta_z	0,5 rad	metà della rotazione differenziale imposta
<b>Coppia di reazione vincolare misurata</b>			
- caso sezione aperta, libero warping ai terminali	Mt_a_warp	13947,9 Nmm	
- caso sezione chiusa, libero warping ai terminali	Mt_c_warp	8,69E+006 Nmm	
- caso sezione aperta, terminali rigidi	Mt_a_rigid	437823 Nmm	
- caso sezione chiusa, terminali rigidi	Mt_c_rigid	1 Nmm	
<b>Risultati</b>			
rigidezza torsionale profilo			valore teorico
- caso sezione aperta, libero warping ai terminali		828,903771 mm <sup>4</sup>	832 mm <sup>4</sup> formula rigidezza tors. Sez. Sottili aperte
- caso sezione chiusa, libero warping ai terminali		516376,046 mm <sup>4</sup>	515545,026 mm <sup>4</sup> formula di Bredt
- caso sezione aperta, terminali rigidi		26019,1954 mm <sup>4</sup>	
- caso sezione chiusa, terminali rigidi		0,05942857 mm <sup>4</sup>	
<b>Rapporti relativi di rigidezza</b>			scostamento relativo
sezione aperta St. Venant FEM / teorico		0,99627857	0,00372143
sezione chiusa St. Venant FEM / teorico		1,00161193	0,00161193
sezione chiusa St. Venant / Sez. Aperta St. Venant		622,962597	
sezione aperta terminali rigidi / Sez. Aperta St. Venant		31,3898866	
sezione chiusa terminali rigidi / Sez. Chiusa St. Venant		1,1509E-07	

**Figura 2.5** Foglio di calcolo per calcolo della rigidezza e comparazione metodi; immagine presa dal file del gruppo di mercoledì composto da Amici Emanuele, Coccozza Jacopo, Rampi Rachele

## Sezione aperta warping impedito

Una volta ottenuto questo risultato posso imporre il warping impedito al profilato per vedere come varia la rigidezza del profilato. Per impedire il warping devo connettere completamente l'RBE2 alla struttura per far sì che il terminale sia completamente solidare al corpo rigido, quindi vado in **links->RBE2** e riattivo i gradi di libertà che avevo disattivato ad inizio lezione. A questo punto i vincoli di posizionamento dell'RBE2 non servono più, quindi li posso disattivare nel menù **JOBS->PROPERTIES->INITIAL LOADS**.

Rilancio il calcolo, apro il file dei risultati. Controllo lo spostamento z e vedo che la discontinuità c'è ma si abbassa fino ad annullarsi alla saldatura di testa.



**Figura2.6** Displacement z warping impedito; immagine presa dal file del gruppo di mercoledì composto da Amici Emanuele, Cocozza Jacopo, Rampi Rachele

Il valore della reazione vincolare è passato a 437823 Nmm, scrivo questo valore nel foglio di calcolo e vedo che la rigidezza torsionale passa da 828.9 a 26019  $mm^4$ , ovvero il profilato è 31 volte più rigido rispetto al valore che ci restituisce il metodo di De Saint Venant. Quindi dal confronto con la rigidezza torsionale teorica del De St. Venant, quindi questa teoria in questo caso è inutile.